

Министерство образования Республики Беларусь

**Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»**

Кафедра «Детали машин»

Г. П. Тариков, А. Т. Бельский, А. В. Шевченко

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

ПРАКТИКУМ

**по выполнению тестовых заданий
для студентов специальности**

**1-27 01 01 «Экономика и организация производства»
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2014

УДК 621.81.001.66(075.8)
ББК 34.44я73
Т19

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 09.12.2013 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технологии машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

Тариков, Г. П.
Т19 Основы проектирования машин : практикум по выполнению тестовых заданий для студентов специальности 1-27 01 01 «Экономика и организация производства» днев. и заоч. форм обучения / Г. П. Тариков, А. Т. Бельский, А. В. Шевченко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2014. – 74 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://library.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Приведены закрытые тесты по курсу «Основы проектирования машин» для текущего контроля знаний.

Для студентов специальности 1-27 01 01 «Экономика и организация производства» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81.001.66(075.8)
ББК 34.44я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2014

Введение

Курс «Основы проектирования машин» является общеинженерной дисциплиной и охватывает вопросы теории механизмов, машин и манипуляторов, деталей машин, нормирования точности и технического измерения, конструкции передач, а также общие методические вопросы проектирования.

Цель изучения дисциплины - знакомство с методами проектирования деталей, узлов и механизмов с учетом выполнения ими заданного функционального назначения, требований точности, прочности и технологичности.

Задача курса «Основы проектирования машин» - обеспечение общеинженерной подготовки по основам проектирования машин и механизмов на примерах расчета и конструирования деталей, узлов и передач общего назначения.

В результате изучения дисциплины студент должен:

знать:

- критерии работоспособности механических передач;
- устройства и конструкции механических передач;
- методы кинематического и силового анализа механизмов;
- методы расчета на прочность и долговечность;

уметь:

- проектировать типовые виды механических передач и узлов машин общего назначения в соответствии с техническим заданием.
- подбирать справочную литературу, стандарты, а также прототипы конструкций при проектировании.
- учитывать при конструировании требования прочности, надежности, технологичности, экономичности, стандартизации и унификации, охраны труда, промышленной эстетики.
- выбирать наиболее подходящие материалы для деталей машин и рационально их использовать.
- выполнять расчеты типовых деталей и узлов машин, пользуясь справочной литературой и стандартами.
- оформлять графическую и текстовую конструкторскую документацию в полном соответствии с требованиями ЕСКД.
- проводить анализ работы различных механизмов машин с использованием математического аппарата и ЭВМ.

Тестовые задания разработаны в соответствии с рабочей учебной программой дисциплины «Основы проектирования машин» с

учетом ее трудоемкости, а также распределением часов по отдельным темам и видам занятий.

1. Тестовые задания по разделам

1.1. Рычажные механизмы

1. Звено плоского рычажного механизма, совершающее вращательное движение, называется

- 1 – шатуном;
- 2 – ползуном;
- 3 – кривошипом;
- 4 – коромыслом.

2. Звено плоского рычажного механизма, совершающее поступательное движение, называется

- 1 – шатуном;
- 2 – ползуном;
- 3 – кривошипом;
- 4 – коромыслом.

3. Звено плоского рычажного механизма, совершающее плоскопараллельное движение, называется

- 1 – шатуном;
- 2 – ползуном;
- 3 – кривошипом;
- 4 – коромыслом.

4. Звено плоского рычажного механизма, совершающее колебательное движение, называется

- 1 – шатуном;
- 2 – ползуном;
- 3 – кривошипом;
- 4 – коромыслом.

5. Неподвижное звено на кинематических схемах механизма называется ...

- 1 – основанием;
- 2 – корпусом;
- 3 – стойкой;
- 4 – станиной.

6. Степень подвижности плоского механизма вычисляют по формуле ...

- 1 – Сомова-Малышева;
- 2 – Герца;
- 3 – Жуковского;
- 4 – Чебышева.

7. Класс кинематической пары определяют ...

- 1 – характером соприкосновения звеньев;
- 2 – видом движения звеньев;
- 3 – числом ограничений на свободу относительного движения звеньев;
- 4 – числом звеньев, входящих в соединение.

8. Формула Чебышева для расчета степени подвижности плоского механизма имеет вид ...

- 1 – $W = 3n + 2p_5 + p_4$;
- 2 – $W = 3n - 2p_5 + p_4$;
- 3 – $W = 3n - 2p_5 - p_4$;
- 4 – $W = 3n + 2p_5 - p_4$.

9. Метод кинематического анализа, дающий наибольшую точность ...

- 1 – графический;
- 2 – аналитический;
- 3 – графоаналитический;
- 4 – экспериментальный.

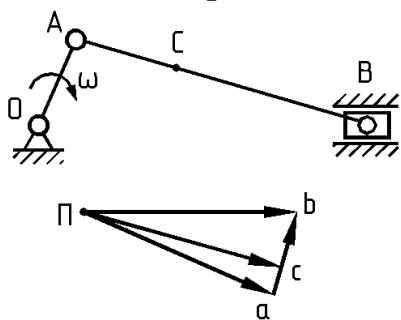
10. Вектор скорости точки А кривошипа ОА при известном направлении его вращения направлен ...

- 1 – параллельно звену ОА к центру вращения;
- 2 – перпендикулярно к звену ОА в сторону его вращения;
- 3 – параллельно звену ОА в сторону от центра вращения;
- 4 – перпендикулярно к звену ОА в сторону, противоположную его вращению.

11. Ускорение точки А кривошипа ОА, если его угловая скорость постоянна, направлен ...

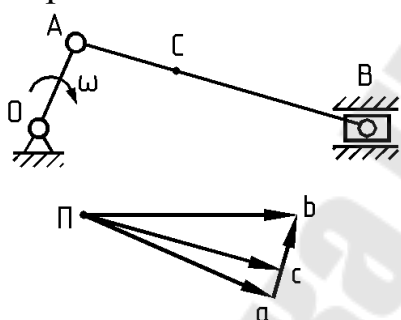
- 1 – параллельно звену ОА к центру вращения;
- 2 – перпендикулярно к звену ОА в сторону его вращения;
- 3 – параллельно звену ОА в сторону от центра вращения;
- 4 – перпендикулярно к звену ОА в сторону, противоположную его вращению.

12. Относительную скорость звена АВ на плане скоростей отображает вектор ...



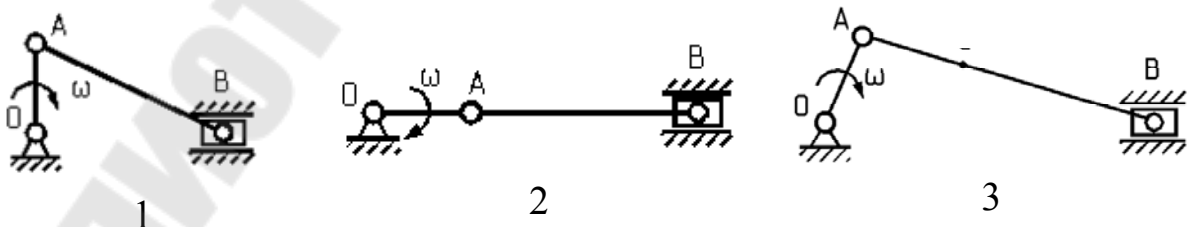
- 1 – вектор oa ;
- 2 – вектор ob ;
- 3 – вектор oc ;
- 4 – вектор ab .

13. Скорость точки С звена АВ на плане скоростей отображает вектор ...



- 1 – вектор oa ;
- 2 – вектор ob ;
- 3 – вектор oc ;
- 4 – вектор ab .

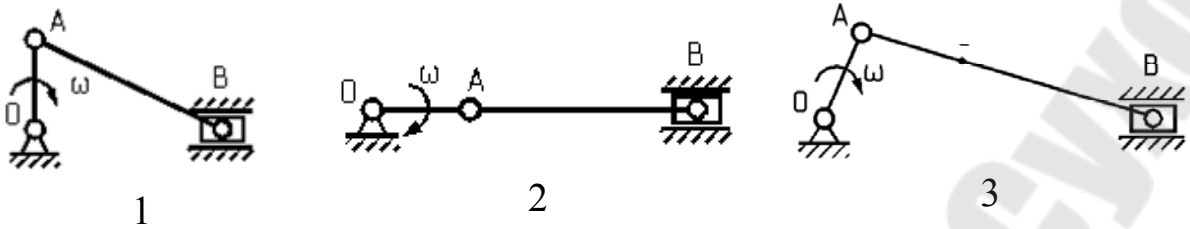
14. Скорость точки А равна скорости точки В для положения механизма ...



- 1 – положение 1;
- 2 – положение 2;
- 3 – положение 3.

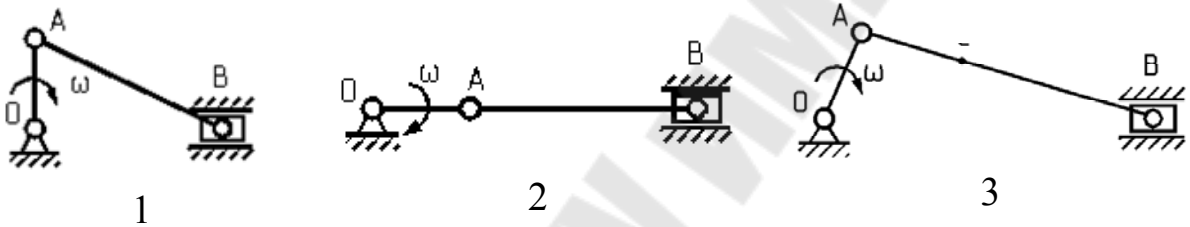
15. Скорость точки В равна нулю для положения механизма

...



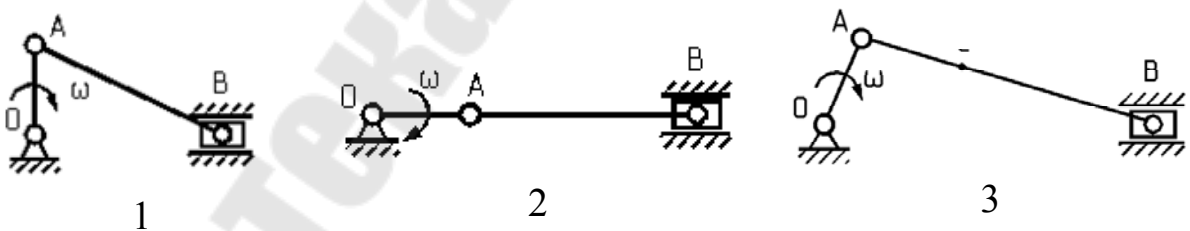
- 1 – положение 1;
- 2 – положение 2;
- 3 – положение 3.

16. Относительная скорость звена АВ равна нулю для положения механизма ...



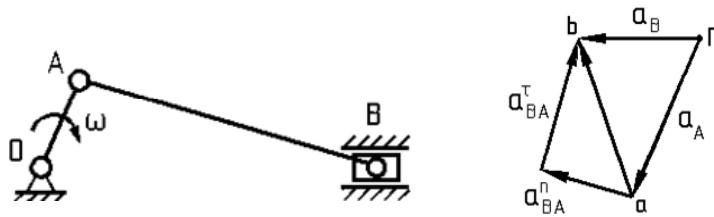
- 1 – положение 1;
- 2 – положение 2;
- 3 – положение 3.

17. Скорость точки А равна относительной скорости звена АВ для положения механизма ...



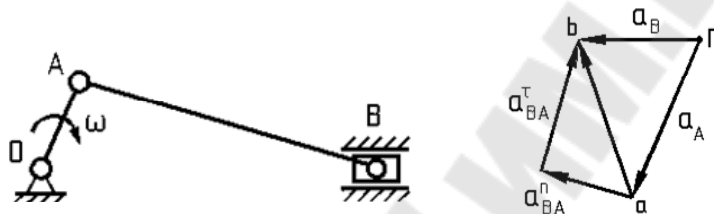
- 1 – положение 1;
- 2 – положение 2;
- 3 – положение 3.

18. Значение углового ускорения звена АВ можно определить с помощью ...



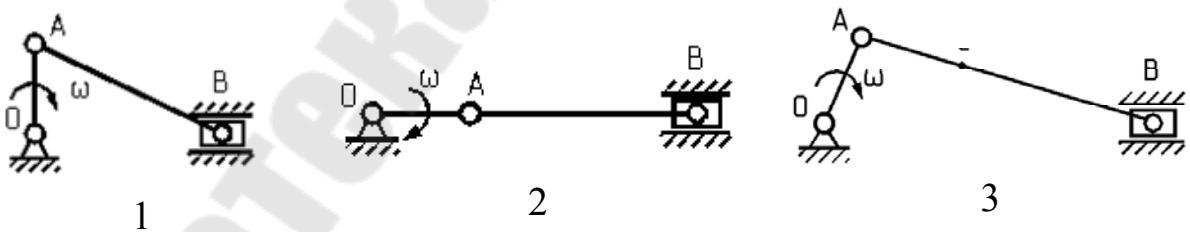
- 1 – ускорения точки A;
- 2 – ускорения точки B;
- 3 – нормальной составляющей относительного ускорения звена АВ;
- 4 – тангенциальной составляющей относительного ускорения звена АВ.

19. Направление углового ускорения звена АВ определяют с помощью направления ускорения ...



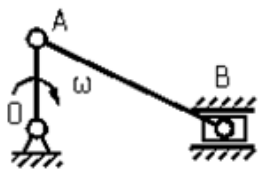
- 1 – ускорения точки B;
- 2 – полного относительного ускорения звена АВ;
- 3 – нормальной составляющей относительного ускорения звена АВ;
- 4 – тангенциальной составляющей относительного ускорения звена АВ.

20. Угловая скорость звена АВ равна нулю для положения механизма ...

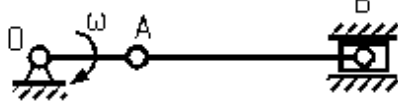


- 1 – положение 1;
- 2 – положение 2;
- 3 – положение 3.

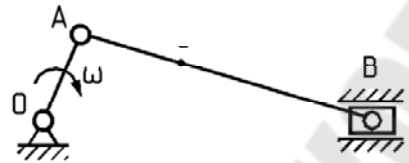
21. Угловое ускорение звена АВ равно нулю для положения механизма ...



1



2



3

- 1 – положение 1;
- 2 – положение 2;
- 3 – положение 3.

22. Для кривошипно-ползунного механизма крайним положением будет положение, когда ...

- 1 – скорость ползуна будет максимальной;
- 2 – скорость ползуна будет максимальной;
- 3 – скорость ползуна будет равна нулю.

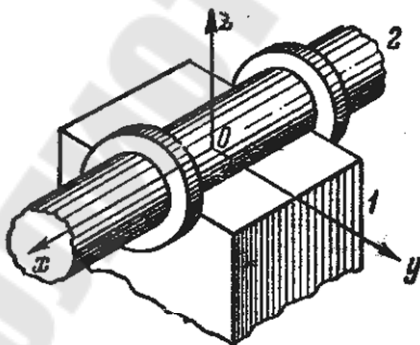
23. В задачу кинематического анализа не входит ...

- 1 – определение положений звеньев и траекторий движения точек;
- 2 – определение линейных скоростей и ускорений точек;
- 3 – определение угловых скоростей и ускорений звеньев механизма;
- 4 – определение размеров звеньев механизма.

24. Силовой расчет механизма, состоящего из начального звена и трех групп Ассур, следует начинать ...

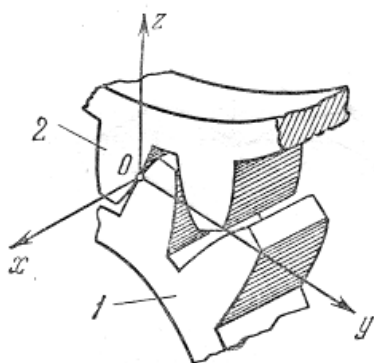
- 1 – с начального звена;
- 2 – с группы Ассур, соединенной с начальным звеном;
- 3 – с наиболее удаленной от начального звена группы Ассур;
- 4 – порядок расчета не имеет значения.

25. Класс кинематической пары, изображенной на рисунке ...



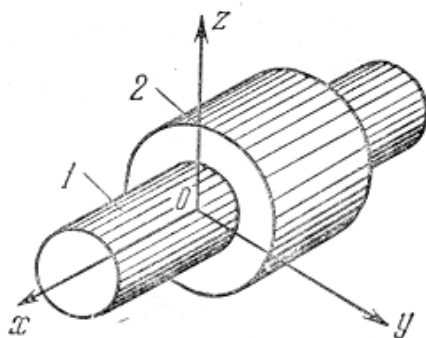
- 1 – 2 класса;
- 2 – 3 класса;
- 3 – 4 класса;
- 4 – 5 класса.

26. Класс кинематической пары, изображенной на рисунке ...



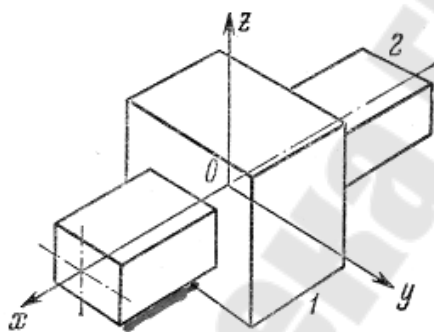
- 1 – 2 класса;
- 2 – 3 класса;
- 3 – 4 класса;
- 4 – 5 класса.

27. Класс кинематической пары, изображенной на рисунке ...



- 1 – 2 класса;
- 2 – 3 класса;
- 3 – 4 класса;
- 4 – 5 класса.

28. Класс кинематической пары, изображенной на рисунке ...



- 1 – 2 класса;
- 2 – 3 класса;
- 3 – 4 класса;
- 4 – 5 класса.

29. Для звена АВ размером l относительное нормальное ускорение точки В относительно точки А определяют по зависимости ...

1 – $a^n = V^2 / \omega$;

2 – $a^n = V^2 l$;

3 – $a^n = \omega^2 l$;

4 – $a^n = \omega^2 / l$.

30. Для звена АВ размером l угловое ускорение определяют по зависимости ...

1 – $\varepsilon = a^\tau / \omega$;

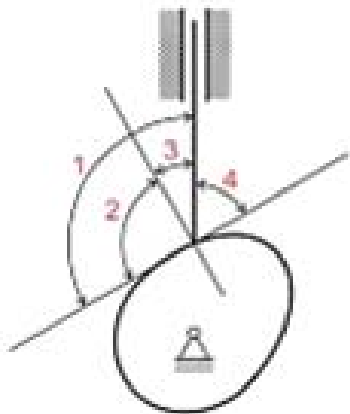
2 – $\varepsilon = a^\tau / l$;

3 – $\varepsilon = (a^\tau)^2 / l$;

4 – $\varepsilon = l / a^\tau$.

1.2. Кулачковые механизмы

1. Угол давления в кулачковом механизме обозначен цифрой



1 – 1;

2 – 2;

3 – 3;

4 – 4.

2. Фазовые углы кулачка по порядку располагаются

1 – угол удаления, угол ближнего стояния, угол возвращения, угол дальнего стояния;

2 – угол возвращения, угол дальнего стояния, угол удаления, угол ближнего стояния;

3 – угол ближнего стояния, угол возвращения, угол удаления, угол дальнего стояния;

4 – угол возвращения, угол ближнего стояния, угол удаления, угол дальнего стояния.

3. Применение конструктивных мер замыкания кулачковых механизмов силовым или геометрическим методом имеет целью

1 – предотвращение соударений кулачка с толкателем;

2 – уменьшение количества звеньев и кинематических пар;

3 – обеспечение постоянного контакта кулачка с толкателем;

4 – уменьшение износа рабочих поверхностей.

4. Основной характеристикой кулачкового механизма является

....

- 1 – профиль кулачка;
- 2 – закон движения толкателя;
- 3 – угловая скорость вращения кулачка;
- 4 – вид толкателя.

5. Диаграмму аналога скоростей толкателя кулачкового механизма получают путем графического ... аналога диаграммы ускорений толкателя.

- 1 – сложения ординат;
- 2 – дифференцирования;
- 3 – вычитания ординат;
- 4 – интегрирования.

6. Закон движения толкателя кулачкового механизма без удара называют

....

- 1 – линейным;
- 2 – синусоидальным;
- 3 – косинусоидальным;
- 4 – параболическим.

7. Закон движения толкателя кулачкового механизма с мягким ударом называют

....

- 1 – линейным;
- 2 – синусоидальным;
- 3 – треугольный;
- 4 – трапецеидальный.

8. При работе кулачкового механизма может отсутствовать фаза толкателя.

- 1 – удаления;
- 2 – дальнего стояния;
- 3 – возвращения.

1.3. Зубчатые механизмы

1. Эвольвента образуется ...

- 1 – при перекатывании кривой линии по окружности;
- 2 – при скольжении прямой линии по окружности;
- 3 – при перекатывании прямой линии по окружности.

2. Основное достоинство эвольвентных колес ...

- 1 – простота конструкции;
- 2 – бесшумность работы;
- 3 – постоянство передаточного отношения.

3. Эвольвентный угол θ_y равен ...

- 1 – $\theta_y = ctg\alpha_y - \alpha_y$;
- 2 – $\theta_y = tg\alpha_y - \alpha_y$;
- 3 – $\theta_y = tg\alpha_y + \alpha_y$.

4. Эвольвента окружности начинается ...

- 1 – на делительной;
- 2 – на начальной;
- 3 – на основной.

5. Окружности, которые при зацеплении перекатываются друг по другу без скольжения, называются ...

- 1 – начальными;
- 2 – основными;
- 3 – делительными.

6. Параметр, определяющий геометрические размеры зуба и зубчатого колеса, называется ...

- 1 – шагом зубьев;
- 2 – передаточным числом;
- 3 – модулем.

7. Величина "X" в выражении $X = 1,25m$ в цилиндрическом зубчатом колесе означает ...

- 1 – толщину зуба по делительной окружности;
- 2 – высоту головки зуба;
- 3 – шаг зацепления;
- 4 – высоту ножки зуба.

8. Толщина зуба цилиндрического нулевого зубчатого колеса равна ширине впадины по окружности ...

- 1 – по делительной;
- 2 – по основной;

- 3 – по окружности вершин;
- 4 – по окружности впадин.

9. Коэффициент радиального зазора для нормальной цилиндрической зубчатой передачи при модуле $m \geq 1$ мм равен

- 1 – $c^* = 0,2$;
- 2 – $c^* = 0,25$;
- 3 – $c^* = 0,3$;
- 4 – $c^* = 0,35$.

10. Геометрическое место точек зацепления сопряженных профилей является ...

- 1 – дугой зацепления;
- 2 – рабочим участком профиля зуба;
- 3 – практической линией зацепления;
- 4 – теоретической линией зацепления.

11. Параметр зубчатого колеса, обозначаемый буквой p , называется ...

- 1 – толщиной зуба;
- 2 – шагом зубьев;
- 3 – шириной впадины;
- 4 – высотой зуба.

12. Параметр зуба нормального зубчатого колеса численно равен модулю является ...

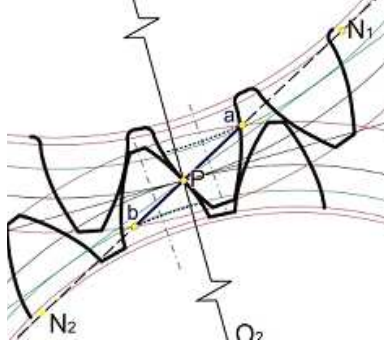
- 1 – толщиной зуба;
- 2 – шагом зубьев;
- 3 – высотой ножки зуба;
- 4 – высотой головки зуба.

13. Зубчатое цилиндрическое колесо, у которого толщина зуба по делительной окружности равна ширине впадины, называется ...

- 1 – нулевое;
- 2 – положительное;
- 3 – отрицательное;
- 4 – прямозубое.

14. Полюс зацепления – это точка, в которой...
- 1 – происходит касание зубьев;
 - 2 – общая касательная к основным окружностям пересекается с линией межосевого расстояния;
 - 3 – нормаль пересекается с перпендикуляром из центра шестерни.

15. Практическая линия зацепления находится на участке ...



- 1 – N_1b ;
- 2 – N_1N_2 ;
- 3 – N_2a ;
- 4 – ab .

16. Непрерывность и плавность работы зубчатой передачи обеспечивается...

- 1 – увеличением модуля зацепления;
- 2 – смещением исходного контура зубьев;
- 3 – перекрытием работы одной пары зубьев другой.

17. В зацепление могут быть введены зубчатые колеса, которые имеют одинаковые ...

- 1 – диаметры;
- 2 – число зубьев;
- 3 – шаги.

18. Если полная высота зуба нулевого зубчатого колеса равна 9 мм, то модуль равен ...

- 1 – 2 мм;
- 2 – 2,5 мм;
- 3 – 3 мм;
- 4 – 4 мм.

19. Диаметр делительной окружности нулевого прямозубого зубчатого колеса, у которого диаметр окружности выступов равен 110 мм, а число зубьев 20, равен ...

- 1 – 80 мм;
- 2 – 90 мм;
- 3 – 100 мм.

20. Число зубьев нулевого прямозубого зубчатого колеса, у которого $p = 12,56$ мм и $d_a = 328$ мм, равно ...

- 1 – 80;
- 2 – 85;
- 3 – 90;
- 4 – 95.

21. Число зубьев нулевого прямозубого зубчатого колеса, у которого $h = 18$ мм и $d_a = 328$ мм, равно ...

- 1 – 18;
- 2 – 20;
- 3 – 22;
- 4 – 24.

22. Шаг p нулевого цилиндрического прямозубого колеса по делительной окружности можно вычислить по формуле ...

- 1 – $p = 0,5S$;
- 2 – $p = 0,75S$;
- 3 – $p = 2S$.

23. При положительном смещении зуборезного инструмента по отношению к заготовке колеса толщина зуба по делительной окружности ...

- 1 – увеличивается;
- 2 – уменьшается;
- 3 – остается неизменной.

23. У зубчатого колеса, имеющего 20 зубьев и модуль 5 мм, наименьший диаметр имеет окружность ...

- 1 – впадин зубьев;
- 2 – делительная;
- 3 – основная;
- 4 – вершин зубьев.

24. Полная высота зуба нулевого цилиндрического прямозубого колеса при модуле $m = 10$ мм равна ...

- 1 – $h = 31,4$ мм;
- 2 – $h = 22,5$ мм;
- 3 – $h = 25$ мм.

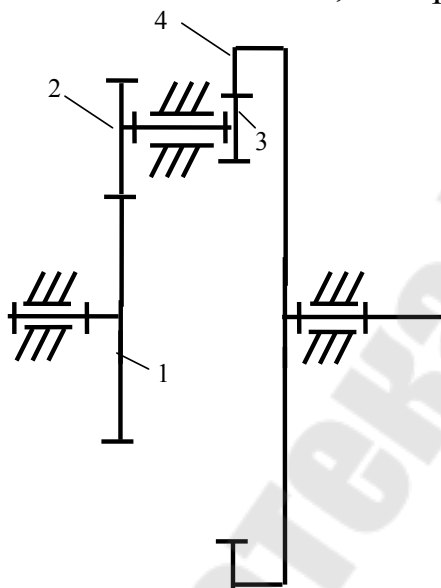
25. При отрицательном смещении зуборезного инструмента по отношению к заготовке колеса толщина зуба по делительной окружности ...

- 1 – увеличивается;
- 2 – уменьшается;
- 3 – остается неизменной.

26. Модуль зубьев зубчатого колеса может быть рассчитан по формуле ...

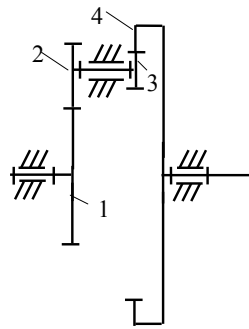
- 1 – $m = 0,5(1 + u)d_1$;
- 2 – $m = p / \pi$;
- 3 – $m = a_w / z$.

27. Механизм, изображенный на рисунке, называется ...



- 1 – ступенчатый;
- 2 – планетарный;
- 3 – рядовой.

28. Передаточное отношение механизма, изображенного на рисунке, равно ...

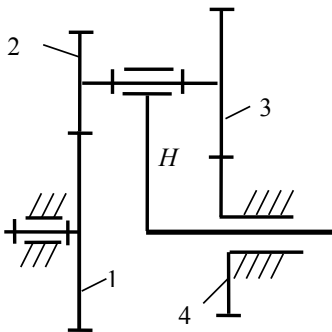


$$1 - i_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \frac{z_4}{z_3};$$

$$2 - i_{14} = \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) \frac{z_4}{z_3};$$

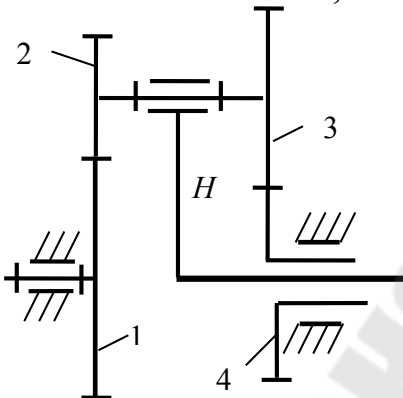
$$3 - i_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \frac{z_3}{z_4}.$$

29. Механизм, изображенный на рисунке, называется ...



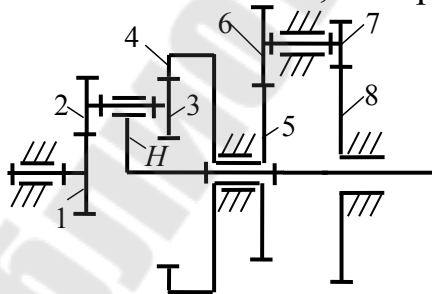
- 1 – ступенчатый;
- 2 – планетарный;
- 3 – дифференциальный.

30. Механизм, изображенный на рисунке, называется ...



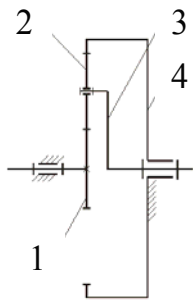
- 1 – ступенчатый;
- 2 – планетарный;
- 3 – дифференциальный.

31. Механизм, изображенный на рисунке, называется ...



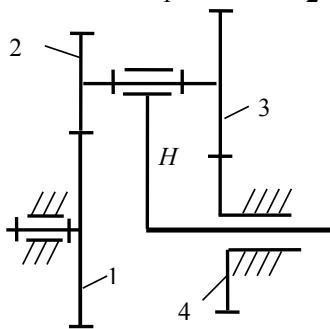
- 1 – замкнутый дифференциальный;
- 2 – планетарный;
- 3 – дифференциальный.

32. На структурной схеме планетарной передачи сателлит обозначен цифрой...



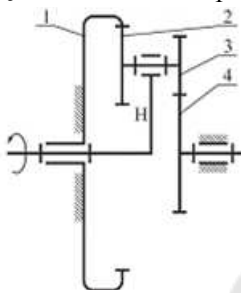
- 1 – 3;
- 2 – 2;
- 3 – 1;
- 4 – 4.

33. Передаточное отношение механизма i_{1H}^4 , изображенного на рисунке, если $z_1 = 40$, $z_2 = 20$, $z_3 = 30$ и $z_4 = 30$, равно ...



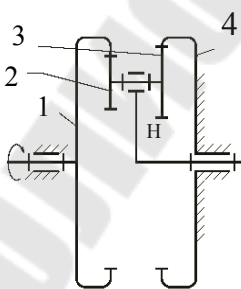
- 1 – $i_{1H}^4 = -2$;
- 2 – $i_{1H}^4 = 2$;
- 3 – $i_{1H}^4 = 1,5$;
- 4 – $i_{1H}^4 = 0,5$.

34. Передаточное отношение механизма i_{4H}^1 , изображенного на рисунке, если $z_1 = 100$, $z_2 = 20$, $z_3 = 40$ и $z_4 = 40$, равно ...



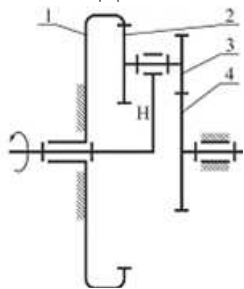
- 1 – $i_{4H}^1 = 5$;
- 2 – $i_{4H}^1 = 6$;
- 3 – $i_{4H}^1 = 2,5$;
- 4 – $i_{4H}^1 = 3$.

35. Передаточное отношение механизма i_{4H}^1 , изображенного на рисунке, если $z_1 = 100$, $z_2 = 40$, $z_3 = 20$ и $z_4 = 80$, равно ...



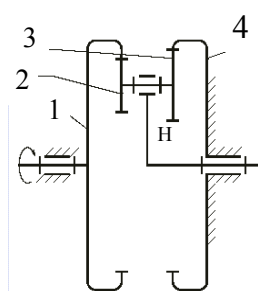
- 1 – $i_{1H}^4 = -2,5$;
- 2 – $i_{1H}^4 = 2$;
- 3 – $i_{1H}^4 = 1,8$;
- 4 – $i_{1H}^4 = -0,8$.

36. Условие соосности механизма, изображенного на рисунке, имеет вид ...



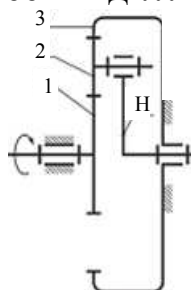
$$\begin{aligned} 1 - z_1 - z_3 &= z_2 + z_4; \\ 2 - z_1 - z_4 &= z_2 + z_3; \\ 3 - z_1 - z_2 &= z_4 + z_3. \end{aligned}$$

37. Условие соосности механизма, изображенного на рисунке, имеет вид ...



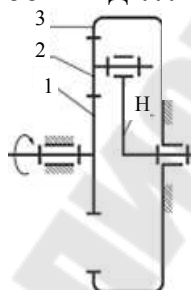
$$\begin{aligned} 1 - z_1 - z_3 &= z_4 - z_2; \\ 2 - z_1 - z_2 &= z_4 - z_3; \\ 3 - z_1 + z_2 &= z_4 + z_3. \end{aligned}$$

38. Условие соосности механизма, изображенного на рисунке, имеет вид ...



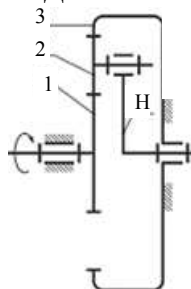
$$\begin{aligned} 1 - z_3 - z_2 &= z_1 - z_2; \\ 2 - z_1 + z_3 &= z_2 + z_3; \\ 3 - z_1 + z_2 &= z_3 - z_2. \end{aligned}$$

39. Условие соседства механизма, изображенного на рисунке, имеет вид ...



$$\begin{aligned} 1 - \sin \frac{180}{k} &\geq \frac{z_1 + 2}{z_1 + z_2}; \\ 2 - \sin \frac{180}{k} &\geq \frac{z_1 - 2}{z_1 + z_2}; \\ 3 - \sin \frac{180}{k} &\geq \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}. \end{aligned}$$

40. Условие сборки механизма, изображенного на рисунке, имеет вид ...



$$1 - \frac{z_1 + z_2}{k} = C;$$

$$2 - \frac{z_3 + z_2}{k} = C;$$

$$3 - \frac{z_3 + z_1}{k} = C.$$

1.4. Материалы и допускаемые напряжения зубчатых колес

1. Наиболее характерным повреждением зубьев колёс закрытых передач с твёрдостью по Бринеллю не более 350 является...

- 1 – излом;
- 2 – абразивный износ;
- 3 – усталостное выкрашивание.

2. Термическая обработка стальных деталей, состоящая из двух операций – заковки и высокотемпературного отпуска, называется ...

- 1 – нормализацией;
- 2 – улучшением;
- 3 – закалкой;
- 4 – отжигом.

3. Коэффициент долговечности при изгибе обозначается ...

- 1 – K_{HL} ;
- 2 – S_F ;
- 3 – K_{FL} ;
- 4 – S_H .

4. Число циклов нагружения шестерни по сравнению с колесом

- ...
- 1 – меньше;
 - 2 – одинаково;
 - 3 – больше.

5. При консольном расположении хотя бы одного из зацепляющихся зубчатых колес их ширина по сравнению с симметричным расположением между опорами ...

- 1 – уже;
- 2 – одинакова;
- 3 – шире.

6. Удельная нагрузка прямозубого цилиндрического колеса рассчитывается по зависимости ...

$$1 - \omega = \frac{F_n}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w};$$

$$2 - \omega = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w};$$

$$3 - \omega = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \sin \alpha_w}.$$

7. При расчете зубьев колеса на изгиб эквивалентное число циклов нагружения в случае действия постоянной нагрузки определяется по зависимости ...

- 1 – $N_{FE} = 24cnt$;
- 2 – $N_{FE} = 60cnt$;
- 3 – $N_{FE} = 360cnt$.

8. Коэффициент Z_R при расчете допускаемого контактного напряжения учитывает ...

- 1 – влияние окружной скорости;
- 2 – влияние шероховатости;
- 3 – влияние размеров колеса.

9. Формула Герца для определения контактных напряжений имеет вид ...

$$1 - \sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{пр}}{\rho_{пр} 2\pi(1-\mu^2)}};$$

$$2 - \sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{пр}}{\rho_{пр} 2\pi(1-\mu)}};$$

$$3 - \sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}} 2(1 - \mu^2)}}.$$

10. Коэффициент K_{Fq} при определении предела выносливости материала зубьев, соответствующего заданному числу циклов нагружения, учитывает ...

- 1 – влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зубьев;
- 2 – двухстороннее приложение нагрузки;
- 3 – влияние шлифования переходной поверхности зубьев.

1.5. Цилиндрическая зубчатая передача

1. Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи, имеющей $d_1 = 64$ мм, $m = 2$ мм и $z_2 = 80$, равно

- 1 – 78 мм;
- 2 – 224 мм;
- 3 – 112 мм;
- 4 – 160 мм.

2. Передаточное число цилиндрической зубчатой передачи, у которой $a_w = 160$ мм и $d_1 = 80$ мм, равно

- 1 – $u = 2$;
- 2 – $u = 2,5$;
- 3 – $u = 3$;
- 4 – $u = 4$.

3. Коэффициент $K_{H\beta}$ при расчете удельной расчетной удельной нагрузки $\omega_H = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}$, учитывает ...

- 1 – одновременное участие в передаче нагрузки нескольких пар зубьев;
- 2 – неравномерное распределение нагрузки по ширине зуба;
- 3 – влияние удара в момент входа зуба в зацепление.

4. Коэффициент $K_{H\alpha}$ при расчете удельной расчетной удельной нагрузки $\omega_H = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$, учитывает ...

- 1 – одновременное участие в передаче нагрузки нескольких пар зубьев;
- 2 – неравномерное распределение нагрузки по ширине зуба;
- 3 – влияние удара в момент входа зуба в зацепление.

5. Коэффициент $K_{H\gamma}$ при расчете удельной расчетной удельной нагрузки $\omega_H = \frac{F_t}{b_w \varepsilon_\alpha K_\varepsilon \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$, учитывает ...

- 1 – одновременное участие в передаче нагрузки нескольких пар зубьев;
- 2 – неравномерное распределение нагрузки по ширине зуба;
- 3 – влияние удара в момент входа зуба в зацепление.

6. Наиболее вероятным выхода из строя зубчатых передач, работающих в закрытом исполнении, является ...

- 1 – поломка зубьев;
- 2 – усталостное выкрашивание поверхностных слоев;
- 3 – абразивный износ;
- 4 – заедание зубьев.

7. Формула Герца, применяемая для расчета на контактную прочность зубчатых передач, имеет вид ...

$$1 - \sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{пр}}{\rho_{пр} 2\pi(1 + \mu^2)}};$$

$$2 - \sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{пр}}{\rho_{пр} 2\pi(1 - \mu^2)}};$$

$$3 - \sigma_H = \sqrt{\frac{q\rho_{пр}}{E_{пр} 2\pi(1 - \mu^2)}};$$

8. Приведенный радиус кривизны $\rho_{\text{пр}}$ для внешнего зацепления определяют из следующего соотношения ...

$$1 - \frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2(u-1)}{d_{w1} \sin \alpha_w u};$$

$$2 - \frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2(u+1)}{d_{w1} \cos \alpha_w u};$$

$$3 - \frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{2(u+1)}{d_{w1} \sin \alpha_w u}.$$

9. Коэффициент S_F в формуле для определения напряжения изгиба $\sigma_{\text{ФР}} = \frac{\sigma_{\text{Flim}}^0}{S_F} Y_R Y_S K_{\text{XF}}$ называется ...

1 – коэффициентом долговечности;

2 – коэффициентом, учитывающим влияние абсолютных размеров зубьев;

3 – коэффициентом безопасности.

10. При уменьшении модуля зацепления напряжение изгиба...

1 – уменьшается;

2 – увеличивается;

3 – не изменяется.

11. Коэффициент формы зуба не зависит от ...

1 – материала;

2 – числа зубьев;

3 – коэффициента смещения исходного контура;

4 – формы переходной поверхности у основания зуба.

12. Изгибная нагрузочная способность зубчатого колеса с увеличением диаметра за счет увеличения чисел зубьев при постоянном модуле ...

1 – увеличивается пропорционально;

2 – увеличивается, но не пропорционально;

3 – уменьшается пропорционально;

4 – уменьшается, но не пропорционально.

13. Напряжения изгиба при увеличении нагрузки на зубчатую передачу в четыре раза ...

- 1 – не изменится;
- 2 – увеличится в два раза;
- 3 – увеличится в четыре раза;
- 4 – увеличится в 16 раз.

14. Контактные напряжения при увеличении нагрузки на зубчатую передачу в четыре раза ...

- 1 – не изменится;
- 2 – увеличится в два раза;
- 3 – увеличится в четыре раза;
- 4 – увеличится в 16 раз.

15. Базового числа циклов перемены нагружений N_{FO} при расчете зубчатой передачи на изгибную прочность с учетом режима нагружения ...

- 1 – $N_{FO} = 10^6$;
- 2 – $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$;
- 3 – $N_{FO} = 10 \cdot 10^6$;
- 4 – $N_{FO} = 25 \cdot 10^6$.

16. Угол наклона зуба в косозубых цилиндрических зубчатых колесах принимают ...

- 1 – $\beta_b = 2^\circ \dots 8^\circ$;
- 2 – $\beta_b = 8^\circ \dots 20^\circ$;
- 3 – $\beta_b = 20^\circ \dots 30^\circ$.

17. Делительный диаметр косозубого зубчатого колеса определяют по формуле ...

- 1 – $d = m_n z$;
- 2 – $d = \frac{m_n z}{\sin \beta_b}$;
- 3 – $d = m_n z \cos \beta_b$;
- 4 – $d = \frac{m_n z}{\cos \beta_b}$.

18. У цилиндрического косозубого зубчатого колеса из стандартного ряда чисел назначается модуль ...

1 – нормальный m_n ;

2 – торцовый m_t ;

3 – осевой m_a .

19. Осевую силу в зацеплении косозубых зубчатых колес определяют по зависимости ...

$$1 - F_a = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_b};$$

$$2 - F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_b;$$

$$3 - F_a = F_t \operatorname{ctg} \beta_b;$$

$$4 - F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_b}.$$

20. При замене цилиндрического косозубого зубчатого колеса эквивалентным цилиндрическим прямозубым колесом его число зубьев равно ...

$$1 - z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta_b};$$

$$2 - z_v = \frac{z}{\cos_2 \beta_b};$$

$$3 - z_v = \frac{z}{\cos \beta_b};$$

$$4 - z_v = z.$$

1.6. Коническая зубчатая передача

1. Угол, под которым пересекаются оси конических колес, может изменяться в пределах ...

$$1 - 10^0 \leq \Sigma \leq 150^0;$$

$$2 - 10^0 \leq \Sigma \leq 160^0;$$

$$3 - 10^0 \leq \Sigma \leq 170^0.$$

2. Угол начального конуса шестерни конической передачи при пересечении осей при любом угле определяют по формуле ...

$$1 - \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u - \cos \Sigma};$$

$$2 - \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\cos \Sigma}{u + \sin \Sigma};$$

$$3 - \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}.$$

3. Размеры зубьев конического колеса определяют ...

1 – на середине зуба;

2 – на внешнем торце;

3 – на внутреннем торце.

4. Для конической прямозубой передачи принимают стандартный модуль по ...

1 – внутренней торцевой поверхности;

2 – внешней торцевой поверхности;

3 – среднему сечению.

5. Внешнее конусное расстояние определяют по зависимости ...

$$1 - R_e = \frac{m_e z_1}{\sin \delta_1};$$

$$2 - R_e = \frac{m_e z_1}{2 \sin \delta_1};$$

$$3 - R_e = \frac{m_e z_1}{2 \cos \delta_1}.$$

6. Внешнее конусное расстояние определяют по зависимости ...

$$1 - R_e = \frac{m_e z_1 \sqrt{1 + u^2}}{2} .;$$

$$2 - R_e = \frac{m_e z_2 \sqrt{1 + u^2}}{2} .;$$

$$3 - R_e = \frac{m_e z_1 (1 + u^2)}{2} ..$$

7. Внешний диаметр вершин зубьев конического колеса определяют по формуле ...

$$1 - d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cos \delta;$$

$$2 - d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \sin \delta;$$

$$3 - d_{ae} = d_e + h_{ae} \cos \delta.$$

8. При замене конической передачи эквивалентной прямозубой цилиндрической передачей приведенный радиус кривизны определяют по зависимости ...

$$1 - \rho_{пр} = \frac{d_{m1}u}{2\sqrt{u^2 + 1}} \cos \alpha_w;$$

$$2 - \rho_{пр} = \frac{d_{m1}u}{2\sqrt{u + 1}} \sin \alpha_w;$$

$$3 - \rho_{пр} = \frac{d_{m1}u}{2\sqrt{u^2 + 1}} \sin \alpha_w.$$

9. При замене конической передачи эквивалентной прямозубой цилиндрической передачей ее числа зубьев рассчитывают по зависимости ...

$$1 - z_v = \frac{z}{\cos \delta};$$

$$2 - z_v = \frac{z}{\cos^2 \delta};$$

$$3 - z_v = \frac{z}{\sin \delta}.$$

10. Радиальная сила на шестерни конической передаче равна ... силе на червячном колесе.

1 – осевой;

2 – радиальной;

3 – окружной.

1.7. Червячные передачи

1. Червячную передачу применяют, когда оси валов ...

1 – параллельны;

2 – пересекаются под прямым углом;

3 – скрещиваются под прямым углом.

2. Бронзу для изготовления зубчатого венца червячного колеса применяют потому, что она обладает ...

- 1 – меньшей массой;
- 2 – меньшей плотностью;
- 3 – меньшей стоимостью;
- 4 – антифрикционными свойствами.

3. При ручном приводе венец червячного колеса целесообразно изготавливать из...

- 1 – чугуна;
- 2 – бронзы;
- 3 – стали.

4. Преимуществом червячной передачи с нижним расположением червяка по сравнению с верхним расположением червяка не является ...

- 1 – более благоприятное условие смазки;
- 2 – более благоприятное условие теплоотдачи;
- 3 – большая допускаемая окружная скорость;
- 4 – лучшая общая компоновка редуктора.

5. Для устранения перегрева червячного редуктора наименее желательно ...

- 1 – оребрить корпус;
- 2 – применить водяное охлаждение масла;
- 3 – установить редуктор на массивную металлическую плиту;
- 4 – обдувать редуктор вентилятором.

6. Скорость скольжения V_s при увеличении числа заходов червяка z_1 ...

- 1 – увеличивается;
- 2 – останется неизменной;
- 3 – уменьшается.

7. При средней скорости скольжения материал для зубьев червячного колеса следует назначить ...

- 1 – БрО10Ф1;
- 2 – БрА9Ж3Л;
- 3 – СЧ15.

8. С увеличением числа заходов червяка коэффициент полезного действия ...

- 1 – уменьшается;
- 2 – увеличивается;
- 3 – остается неизменным.

9. Низкий коэффициент полезного действия и нагрев червячной передачи объясняется...

- 1 – большим передаточным числом;
- 2 – скольжением во всех фазах зацепления;
- 3 – применением антифрикционных материалов.

10. Коэффициент полезного действия в зацеплении червячной передачи равен...

- 1 – $\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$;
- 2 – $\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \varphi'}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$;
- 3 – $\eta_3 = \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma}$.

11. Для повышения коэффициента полезного действия червячной передачи целесообразно увеличивать...

- 1 – угол трения в зацеплении;
- 2 – коэффициент диаметра червяка;
- 3 – угол подъема винтовой линии червяка.

12. Коэффициент диаметра червяка q равен...

- 1 – $q = d_1 m$;
- 2 – $q = \frac{d_2}{m}$;
- 3 – $q = \frac{d_1}{m}$.

13. Коэффициент радиального зазора c^* для червячной передачи равен...

- 1 – $c^* = 0,2$;
- 2 – $c^* = 0,25$;
- 3 – $c^* = 0,3$.

14. Червяки изготавливают из...

- 1 – бронзы;
- 2 – стали;
- 3 – чугуна.

15. Угол подъёма γ винтовой линии червяка равен...

- 1 – $\gamma = \arctg\left(\frac{mz_1}{q}\right)$;
- 2 – $\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$;
- 3 – $\gamma = \arctg\left(\frac{z_2}{q}\right)$.

16. Числа заходов червяка z_1 может быть ...

- 1 – 1,2,3;
- 2 – 1,3,4;
- 3 – 1,2,4.

17. Делительный диаметр червяка может быть определен по формуле ...

- 1 – $d_1 = \frac{2a}{1 + utg\gamma}$;
- 2 – $d_1 = \frac{a}{1 + utg\gamma}$;
- 3 – $d_1 = \frac{2a}{1 - utg\gamma}$.

18. Ширины венца червячного колеса b_2 зависит от ...

- 1 – делительного диаметра червяка d_1 ;
- 2 – диаметра окружности вершин витков червяка d_{a1} ;
- 3 – делительного диаметра червячного колеса d_2 .

19. Скорость скольжения V_s в зацеплении червячной передачи

...

- 1 – равняется окружной скорости на колесе F_{t2} ;
- 2 – равняется окружной скорости на червяке F_{t1} ;
- 3 – больше окружной скорости на червяке F_{t1} .

20. Контактная прочность зубьев червячного колеса не зависит от ...

- 1 – материала зубьев колеса;
- 2 – твердости и чистоты поверхности витков червяка;
- 3 – скорости скольжения;
- 4 – модуля.

21. В червячных редукторах червяк располагается внизу, если окружная скорость V_1 ...

- 1 – $V_1 \leq 5$ м/с;
- 2 – $V_1 > 5$ м/с;
- 3 – $V_1 \geq 10$ м/с.

22. В червячной передаче червяк проверяют на ...

- 1 – жесткость;
- 2 – устойчивость;
- 3 – контактную прочность;
- 4 – растяжение.

23. При расчете на контактную прочность червячной передачи явление изнашиваемости зубьев колеса учитывается ...

- 1 – завышением расчетной нагрузки;
- 2 – занижением расчетной нагрузки;
- 3 – при выборе допускаемых контактных напряжений;
- 4 – не учитывается.

24. При передаточном числе $u > 30$ применяют ... червяк.

- 1 – однозаходный;
- 2 – двухзаходный;
- 3 – четырехзаходный.

25. Радиальная сила в зацеплении червячного колеса равна ...

1 – $F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$;

2 – $F_{r2} = F_{t2} \cos \gamma$;

3 – $F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma$.

26. Для червячных передач установлено ... классов точности

1 – 10;

2 – 12;

3 – 15.

27. При одной и той же степени точности коэффициент динамической нагрузки k_V с увеличением скорости скольжения ...

1 – остается неизменным;

2 – увеличивается;

3 – уменьшается.

28. Коэффициент формы зуба колеса Y_{F2} определяют в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса, которое рассчитывается по зависимости ...

1 – $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \alpha}$;

2 – $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \alpha}$;

3 – $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$.

29. Наибольшая сила, действующая на червяк ...

1 – окружная F_{t1} ;

2 – осевая F_{a2} ;

3 – радиальная F_{r2} .

30. Межосевое расстояние червячной передачи a_w определяют по зависимости ...

1 – $a_w = \frac{mz_1}{2(u+1)}$;

2 – $a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$;

$$3 - a_w = \frac{m(q + z_2)}{2}.$$

1.8. Ременные передачи

1. В ременных передачах для окружной скорости $V > 50$ м/сек используют ремни ...

- 1 – клиновые нормального сечения;
- 2 – клиновые узкого сечения;
- 3 – поликлиновые;
- 4 – плоские.

2. Наибольшее применение в машинах нашли ... ремна

- 1 – кожаные;
- 2 – прорезиненные;
- 3 – шерстяные;
- 4 – полимерные.

3. Наибольший коэффициент полезного действия имеет ... ременная передача

- 1 – плоскоремная;
- 2 – клиноремная;
- 3 – с натяжным роликом;
- 4 – поликлиновая.

4. Усталостное разрушение ремня зависит от ...

- 1 – буксования;
- 2 – перегрева;
- 3 – циклического изгиба при огибании шкива.

5. Усилие в ведущей ветви работающей передачи определяют по зависимости ...

- 1 – $S_1 = S_0 - F_t$;
- 2 – $S_1 = S_0 + F_t$;
- 3 – $S_1 = S_0 - \frac{F_t}{2}$;
- 4 – $S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}$.

6. Силы трения для передачи нагрузки в ременной передаче развиваются ...

- 1 – на всей дуге обхвата ведущего шкива;
- 2 – на дуге скольжения;
- 3 – на дуге покоя.

7. Соотношение сил трения в плоскоремной и клиноремной передачах между ведущим шкивом и ремнем ...

- 1 – сила трения в плоскоремной передаче равна силе трения в клиноремной передаче;
- 2 – сила трения в плоскоремной передаче больше силы трения в клиноремной передаче;
- 3 – сила трения в плоскоремной передаче меньше силы трения в клиноремной передаче.

8. Разность усилий в ведущей и ведомой ветвях ремня равна...

- 1 – окружной силе;
- 2 – силе предварительного натяжения;
- 3 – нагрузке на валы и опоры.

9. При установке натяжного ролика долговечность ремня...

- 1 – увеличивается;
- 2 – уменьшается;
- 3 – не изменяется.

10. При увеличении силы предварительного натяжения ремня нагрузка на валы и опоры...

- 1 – уменьшается;
- 2 – увеличивается;
- 3 – не изменяется.

11. Уменьшение диаметра шкива приводит к уменьшению...

- 1 – срока службы ремня;
- 2 – напряжения от предварительного натяжения;
- 3 – напряжения от центробежных сил.

12. Количество ремней клиноремной передачи ограничивается...

- 1 – снижением КПД;
- 2 – увеличением размеров шкивов;

3 – неравномерным нагружением ремней.

13. Долговечность ремня с увеличением его длины...

- 1 – увеличивается;
- 2 – уменьшается;
- 3 – не изменяется.

14. При увеличении скорости ремня нагрузка на валы и опоры...

- 1 – увеличивается;
- 2 – уменьшается;
- 3 – не изменяется.

15. Коэффициент скольжения в ременной передаче зависит от...

- 1 – частоты вращения ведущего шкива;
- 2 – угловой скорости ведомого шкива;
- 3 – разницы скоростей ведущего и ведомого шкивов.

16. Недостатком ременной передачи является...

- 1 – сложность ухода;
- 2 – непостоянство передаточного числа;
- 3 – шум в работе.

17. Минимальный угол обхвата малого шкива клиновым ремнём равен в градусах...

- 1 – 150;
- 2 – 140;
- 3 – 120.

18. Отношение диаметра малого шкива к толщине плоского прорезиненного ремня не должно быть меньше...

- 1 – 10;
- 2 – 20;
- 3 – 30.

19. Силы, действующие на валы ременной передачи, равны...

- 1 – $F_o = 2S_o \sin \alpha/2$;
- 2 – $F_o = S_o \sin \alpha/2$;
- 3 – $F_o = 2S_o \cos \alpha/2$.

20. Исключить проскальзывание в ременной передаче можно, используя...

- 1 – автоматическое регулирование натяжения;
- 2 – поликлиновой ремень;
- 3 – зубчатый ремень.

21. При увеличении длины ремня допускаемое усилие в нём...

- 1 – не изменяется;
- 2 – уменьшается;
- 3 – увеличивается.

22. При увеличении угла наклона ремня к горизонту допускаемое усилие в нём...

- 1 – не изменяется;
- 2 – уменьшается;
- 3 – увеличивается.

23. При увеличении скорости ремня допускаемое усилие в нём...

- 1 – не изменяется;
- 2 – уменьшается;
- 3 – увеличивается.

24. Оптимальное межосевое расстояние в плоскоремненной передаче ...

- 1 – $a = 0,55(d_1 + d_2)$;
- 2 – $a = d_1 + d_2$;
- 3 – $a = 2(d_1 + d_2)$.

25. Наибольшее передаточное отношение допускает ... ременная передача

- 1 – плоскоремненная;
- 2 – круглоремненная;
- 3 – клиноремненная

26. Натяжной ролик следует размещать в ременной передаче ...

- 1 – безразлично где;
- 2 – ближе к меньшему шкиву;
- 3 – ближе к большему шкиву.

27. Угол вклинивания клиновых ремней ...

- 1 – 40°;
- 2 – 30°;
- 3 – 20°.

28. Из приведенных клиновых ремней наибольшее сечение имеет ...

- 1 – В;
- 2 – Б;
- 3 – А.

29. Угол обхвата ремнем меньшего шкива передачи определяют по формуле ...

- 1 – $180^\circ + 60^\circ \frac{d_2 + d_1}{a}$;
- 2 – $180^\circ + 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$;
- 3 – $180^\circ - 60^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$.

30. Передаточное отношение зубчатого механизма при увеличении диаметра ведомого шкива ...

- 1 – не изменяется;
- 2 – уменьшается;
- 3 – увеличивается.

1.9. Цепные передачи

1. При расчете минимального межосевого расстояния цепной передачи используют ...

- 1 – диаметры звездочек;
- 2 – длину цепи;
- 3 – шаг цепи;
- 4 – число звеньев цепи.

2. Базовым параметром для расчета цепной передачи является ...

- 1 – диаметр шарнира цепи;
- 2 – ширина цепи;
- 3 – шаг цепи.

3. Расчет шага цепи в цепной передаче осуществляют по условию ...

- 1 – невыдавлевания смазки в передаче;
- 2 – контактного напряжения между зубьями звездочек и цепи;
- 3 – изгибной выносливостью цепи;
- 4 – давления в шарнирах цепи.

4. Передаваемая цепной передачей мощность обычно не превышает ...

- 1 – 10 кВт;
- 2 – 50 кВт;
- 3 – 100 кВт.

5. Окружная скорость цепных передач обычно не превышает ...

- 1 – 15 м / с;
- 2 – 10 м / с;
- 3 – 5 м / с.

6. Достоинством цепной передачи является ...

- 1 – постоянство шага цепи;
- 2 – малая нагрузка на валы;
- 3 – постоянная скорость движения цепи.

7. Цепная передача не может обойтись без ...

- 1 – натяжного устройства;
- 2 – ограждения;
- 3 – смазки.

8. Основным недостатком цепной передачи является ...

- 1 – большие габариты;
- 2 – непостоянство передаточного отношения;
- 3 – высокая точность установки валов.

9. Средняя скорость цепи равна ... м / с

1 – $V = \frac{ztn}{1000}$;

2 – $V = \frac{ztn}{60 \cdot 1000}$;

$$3 - V = \frac{ztn}{60}.$$

10. Коэффициент, учитывающий условие эксплуатации цепи, содержит ... параметров

- 1 – 6;
- 2 – 5;
- 3 – 4.

11. Конструктивные меры для улучшения работы цепной передачи необходимы при значениях коэффициента эксплуатации больше...

- 1 – 3;
- 2 – 4;
- 3 – 5.

12. Для более равномерного износа зубьев звездочек и шарниров цепи с четным числом звеньев цепи рекомендуется принимать сочетание чисел зубьев звездочек ...

- 1 – четное и четное;
- 2 – нечетное и нечетное;
- 3 – четное и нечетное.

13. Для более равномерного износа зубьев звездочек и шарниров цепи с нечетным числом звеньев цепи рекомендуется принимать сочетание чисел зубьев звездочек ...

- 1 – четное и четное;
- 2 – нечетное и нечетное;
- 3 – четное и нечетное.

14. Максимальное межосевое расстояние цепной передачи равно ...

- 1 – $a_{\max} = 60t$;
- 2 – $a_{\max} = 80t$;
- 3 – $a_{\max} = 100t$.

15. Основным критерием работоспособности и расчёта цепи является...

- 1 – постоянство шага;

- 2 – прочность цепи;
- 3 – износ шарниров.

16. Передаточное отношение цепных передач обычно не превышает...

- 1 – 7;
- 2 – 8;
- 3 – 10.

17. Проекция опорной поверхности шарнира в виде функции от шага равна ...

- 1 – $0,18t^2$;
- 2 – $0,28t^2$;
- 3 – $0,32t^2$.

18. Делительный диаметр звездочки рассчитывают по зависимости ...

$$1 - d_d = \frac{z}{\sin 180^\circ/t};$$

$$2 - d_d = \frac{t}{\sin 180^\circ/z};$$

$$3 - d_d = \frac{t}{\cos 180^\circ/z}.$$

19. Давление в шарнирах цепи равно...

$$1 - \frac{F_t k_\Delta}{A};$$

$$2 - \frac{F_t A}{k_\Delta};$$

$$3 - \frac{F_t}{k_\Delta A}.$$

20. Максимальное число зубьев ведомой звездочки для роликовой цепи ...

$$1 - z_{2\max} = 90;$$

$$2 - z_{2\max} = 100;$$

$$3 - z_{2\max} = 120.$$

21. Нагрузка на валы цепной передачи равна...

$$1 - F_o = uF_t;$$

$$2 - F_o = A_{\text{оп}}F_t;$$

$$3 - F_o = k_{\text{в}}F_t.$$

22. При увеличении угла наклона цепной передачи коэффициент эксплуатации...

1 – увеличивается;

2 – уменьшается;

3 – не изменяется.

23. При увеличении длины цепи коэффициент эксплуатации...

1 – увеличивается;

2 – уменьшается;

3 – не изменяется.

24. Для цепной передачи оптимальным считается межосевое расстояние

$$1 - a = (20 \dots 30)t;$$

$$2 - a = (30 \dots 50)t;$$

$$3 - a = (50 \dots 80)t.$$

25. Шаг однорядной втулочной цепи определяют по зависимости ...

$$1 - t = 598 \sqrt[3]{\frac{P_1 k_{\text{э}}}{z_1 n_1 [q_0]}};$$

$$2 - t = 598 \sqrt[3]{\frac{P_1 k_{\text{э}}}{\pi z_1 n_1 [q_0]}};$$

$$3 - t = 598 \sqrt[3]{\frac{P_2 k_{\text{э}}}{z_1 n_1 [q_0]}}.$$

26. Приводная цепь, позволяющая осуществить сравнительно плавно и бесшумно работающую передачу ...

- 1 – роликовая;
- 2 – втулочная;
- 3 – зубчатая.

27. Длину цепи для цепной передачи целесообразно назначать

...

- 1 – с четным числом звеньев;
- 2 – с нечетным числом звеньев;
- 3 – с любым числом звеньев.

28. Шаг многорядной цепи определяется по зависимости

$$t = 5983 \sqrt{\frac{P_1 k_3}{z_1 n_1 [q_0] m_p}}. \text{ В случае трехрядной цепи коэффициент рядности}$$

m_p равен ...

- 1 – 1,7;
- 2 – 2,7;
- 3 – 3.

29. Основным недостатком цепной передачи с зубчатой цепью

...

- 1 – низкая нагрузочная способность;
- 2 – высокая масса и стоимость;
- 3 – повышенные требования к установке.

30. Число звеньев цепной передачи рассчитывают по зависимости ...

$$1 - w = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a};$$

$$2 - w = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 - z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a};$$

$$3 - w = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 + z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}.$$

1.10. Фрикционные передачи и вариаторы

1. Фрикционные передачи получила наибольшее распространение ...

- 1 – в редукторах;
- 2 – в мультипликаторах;
- 3 – в вариаторах;
- 4 – в коробках скоростей.

2. Достоинством фрикционной передачи является...

- 1 – малые нагрузки на оси и опоры;
- 2 – высокий КПД;
- 3 – простота бесступенчатого регулирования.

3. Недостатком фрикционной передачи является...

- 1 – сложность конструкции;
- 2 – проскальзывание в передаче;
- 3 – шумность работы.

4. Мощность, передаваемая фрикционной передачей, достигает

...

- 1 – 2 кВт;
- 2 – 10 кВт;
- 3 – 20 кВт.

5. Наиболее предпочтительно для изготовления катков фрикционной передачи использовать сталь...

- 1 – 20;
- 2 – ШХ 15;
- 3 – 40 ХН.

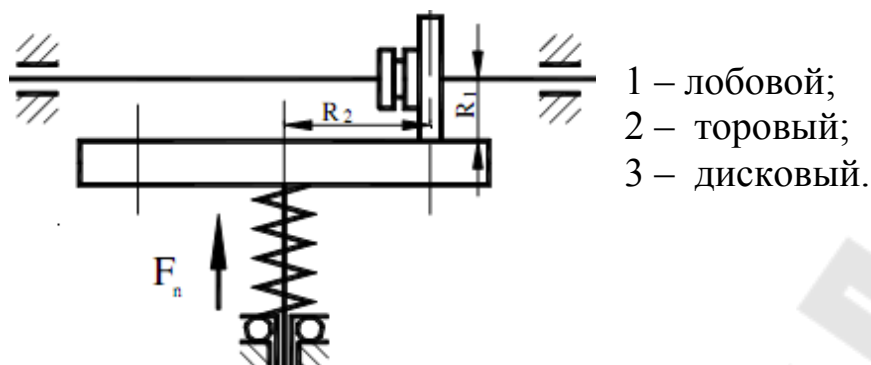
6. Формула для определения передаточного числа фрикционной передачи при коэффициенте скольжения ε имеет вид ...

1 –
$$u = \frac{D_2(1 - \varepsilon)}{D_1};$$

2 –
$$u = \frac{D_1(1 - \varepsilon)}{D_2};$$

$$3 - u = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}.$$

7. Вариатор, изображенный на рисунке, называется ...



8. Максимальное передаточное число лобового вариатора равно...

$$1 - u = \frac{R_{2 \max}(1 - \varepsilon)}{R_1};$$

$$2 - u = \frac{R_1(1 - \varepsilon)}{R_{2 \max}};$$

$$3 - u = \frac{R_{2 \max}}{R_1(1 - \varepsilon)}.$$

9. Диапазон регулирования лобового вариатора равен...

$$1 - D = \frac{R_{2 \max}}{R};$$

$$2 - D = \frac{R_{2 \max}}{R_{2 \min}};$$

$$3 - D = \frac{R}{R_{2 \max}}.$$

10. Сила прижатия катков цилиндрической фрикционной передачи равна...

$$1 - F_{\text{п}} = \frac{2\beta T_2}{fD_2};$$

$$2 - F_{\text{н}} = \frac{2\beta T_2}{fD_1};$$

$$3 - F_{\text{н}} = \frac{2\beta T_1}{fD_2}.$$

11. Коэффициент запаса сцепления для силовых фрикционных передач равен...

1 – 1,25 ... 1,5;

2 – 1,6 ... 2,0;

3 – 2,5 ... 3,0.

12. Коэффициент запаса сцепления для фрикционных передач приборов...

1 – 1,25 ... 1,5;

2 – 1,6 ... 2,0;

3 – 2,5 ... 3,0.

13. Окружная скорость ведомого ролика фрикционной передачи при коэффициенте скольжения ε равна...

1 – $V_2 = V_1\varepsilon$;

2 – $V_2 = V_1(1 - \varepsilon)$;

3 – $V_2 = \frac{V_1}{(1 - \varepsilon)}$.

14. Допускаемая окружная скорость во фрикционной передаче составляет ...

1 – $V \leq 25 \text{ м/с}$;

2 – $V \leq 15 \text{ м/с}$;

3 – $V \leq 10 \text{ м/с}$.

15. Максимальное значение передаточного числа силовой фрикционной передачи равно...

1 – $u = 5$;

2 – $u = 7$;

3 – $u = 9$.

16. Максимальное значение передаточного числа во фрикционных передачах приборов...

- 1 – $u = 25$;
- 2 – $u = 15$;
- 3 – $u = 10$.

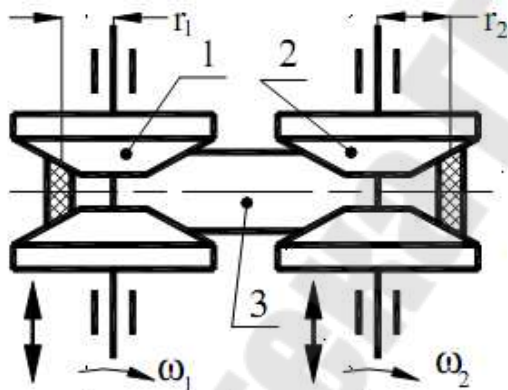
17. Максимальное значение диапазонов регулирования для простых вариаторов...

- 1 – $D = 3 \dots 8$;
- 2 – $D = 3 \dots 4$;
- 3 – $D = 2 \dots 3$.

18. Передаточное число фрикционной передачи коническими катками, когда оси пересекаются под углом 90° , равно

- 1 – $u = \sin \delta_2$;
- 2 – $u = \cos \delta_2$;
- 3 – $u = \operatorname{tg} \delta_2$;
- 4 – $u = \operatorname{ctg} \delta_2$.

19. Вариатор, изображенный на рисунке, называется ...



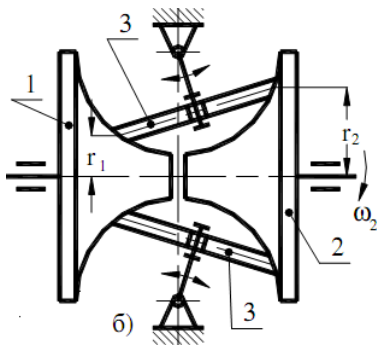
- 1 – с раздвижными конусами;
- 2 – торовый;
- 3 – дисковый.

20. Диапазон регулирования вариатора с раздвижными конусами определяют по зависимости ...

- 1 – $D = \frac{R_{2 \max} R_{1 \min}}{R_{2 \min} R_{1 \max}}$;
- 2 – $D = \frac{R_{2 \max} R_{1 \max}}{R_{1 \min} R_{2 \min}}$;

$$3 - D = \frac{R_{2\max} R_{2\min}}{R_{1\min} R_{1\max}}$$

21. Вариатор, изображенный на рисунке, называется ...

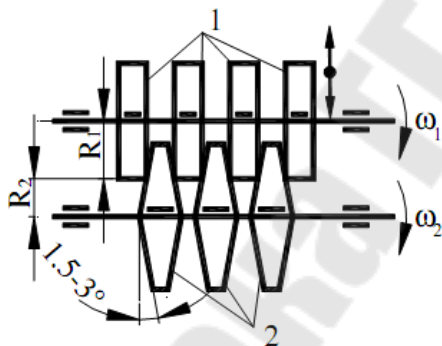


- 1 – с раздвижными конусами;
- 2 – торовый;
- 3 – дисковый.

22. Торовый вариатор имеет максимальный диапазон регулирования ...

- 1 – $D = 4$;
- 2 – $D = 5$;
- 3 – $D = 6$.

23. Вариатор, изображенный на рисунке, называется ...



- 1 – с раздвижными конусами;
- 2 – торовый;
- 3 – дисковый.

24. Геометрическое скольжение имеет место в ... вариаторе

- 1 – с раздвижными конусами;
- 2 – торовый;
- 3 – лобовом.

25. Дисковый вариатор имеет максимальный диапазон регулирования ...

- 1 – $D = 4$;
- 2 – $D = 5$;
- 3 – $D = 6$.

26. Коэффициент скольжения во фрикционной передаче рассчитывают по зависимости ...

$$1 - \varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1};$$

$$2 - \varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_2};$$

$$3 - \varepsilon = \frac{V_1 + V_2}{V_1}.$$

27. Межосевое расстояние цилиндрической фрикционной передачи с металлическими катками рассчитывают по формуле ...

$$1 - a \geq (u - 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} k T_1}{\rho_{\text{пр}} f \psi_{ba} u}};$$

$$2 - a \geq (u + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} k T_1}{\rho_{\text{пр}} f \psi_{ba} u}};$$

$$3 - a \geq (u + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} k T_2}{\rho_{\text{пр}} f \psi_{ba} u}}.$$

28. Диаметр ведущего катка определяют по зависимости ...

$$1 - D_1 = a(u + 1);$$

$$2 - D_1 = 2a(u + 1);$$

$$3 - D_1 = \frac{a(u + 1)}{2}.$$

29. Межосевое расстояние цилиндрической фрикционной передачи с неметаллическими катками рассчитывают по формуле ...

$$1 - a \geq \sqrt[3]{\frac{k T_1 (u - 1)}{[q] f \psi_{ba}}};$$

$$2 - a \geq \sqrt[3]{\frac{k T_2 (u - 1)}{[q] f \psi_{ba}}};$$

$$3 - a \geq \sqrt[3]{\frac{kT_1(u+1)}{[q]f\psi_{ba}}}$$

30. Торковый вариатор при $R_{1\min} = 60$ мм и $R_{2\max} = 120$ мм имеет диапазон регулирования ...

- 1 – $D = 2$;
- 2 – $D = 4$;
- 3 – $D = 6$.

1.11. Валы и оси

1. Валы предназначены для...

- 1 – передачи крутящего момента и поддержания вращающихся деталей;
- 2 – поддержания вращающихся деталей машин;
- 3 – соединения различных деталей;
- 4 – обеспечения синхронности работы отдельных деталей машин.

2. Валы передач работают на...

- 1 – изгиб и кручение;
- 2 – изгиб и растяжение;
- 3 – изгиб и сжатие;
- 4 – изгиб.

3. Основными критериями работоспособности валов являются...

- 1 – прочность, жесткость;
- 2 – прочность, долговечность;
- 3 – прочность, грузоподъемность;
- 4 – жесткость, виброустойчивость.

4. Этапы расчета валов называют...

- 1 – проектный, ориентировочный;
- 2 – проектный, проверочный;
- 3 – проверочный, ориентировочный;
- 4 – проверочный, плоскостной.

5. При проектном расчете вала...

- 1 – производят расчет на статическую прочность;
- 2 – производят расчет на жесткость;
- 3 – определяют диаметр конца вала;
- 4 – производят расчет на выносливость.

6. При проектном расчете диаметр конца вала определяют из условия прочности на...

- 1 – изгиб;
- 2 – изгиб и кручение;
- 3 – срез;
- 4 – кручение.

7. Осевой момент сопротивления сплошного круглого сечения определяют по формуле...

- 1 – $\frac{\pi d^4}{32}$;
- 2 – $\frac{\pi d^4}{16}$;
- 3 – $\frac{\pi d^3}{16}$;
- 4 – $\frac{\pi d^3}{32}$.

8. Полярный момент сопротивления сплошного круглого сечения определяют по формуле...

- 1 – $\frac{\pi d^4}{32}$;
- 2 – $\frac{\pi d^4}{16}$;
- 3 – $\frac{\pi d^3}{16}$;
- 4 – $\frac{\pi d^3}{32}$.

9. Проверочный расчет вала на статическую прочность заключается в определении...

- 1 – коэффициента запаса прочности;

- 2 – эквивалентного напряжения;
- 3 – напряжения изгиба;
- 4 – напряжения кручения.

10. Проверочный расчет вала на выносливость заключается в определении...

- 1 – коэффициента запаса прочности;
- 2 – эквивалентного напряжения;
- 3 – напряжения изгиба;
- 4 – напряжения кручения.

11. Параметр, характеризующий жесткость вала является...

- 1 – напряжение сжатия;
- 2 – прогиб вала;
- 3 – напряжение изгиба;
- 4 – напряжение кручения.

12. Оси предназначены для...

- 1 – передачи крутящего момента и поддержания вращающихся деталей;
- 2 – для поддержания вращающихся деталей машин;
- 3 – обеспечения синхронности работы отдельных деталей машин.

13. Основными критериями работоспособности осей являются...

- 1 – прочность, долговечность;
- 2 – прочность, грузоподъемность;
- 3 – жесткость, виброустойчивость;
- 4 – прочность, жесткость.

14. Оси работают на...

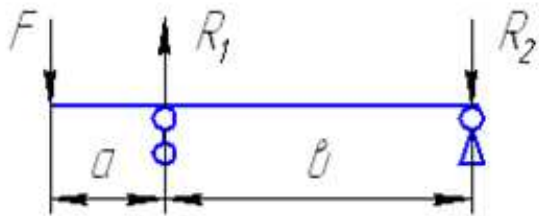
- 1 – изгиб и растяжение;
- 2 – изгиб и кручение;
- 3 – изгиб;
- 4 – изгиб и сжатие.

15. Расчет на выносливость для осей является...

- 1 – проверочным;
- 2 – проектировочным;

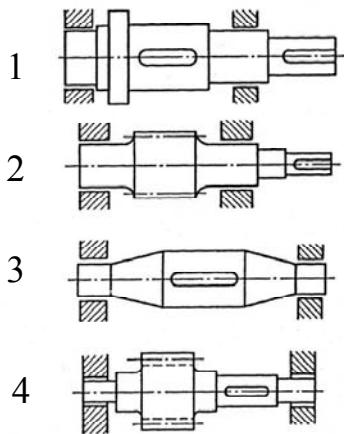
3 – проектировочным и проверочным.

16. Изгибающий момент в опасном сечении оси определяют по формуле...



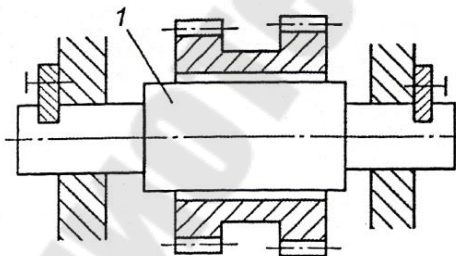
- 1 – $M = F \cdot a$;
- 2 – $M = R_1 \cdot (a + 0,5b)$;
- 3 – $M = R_2 \cdot 0,5b$.

17. Вращающаяся ось изображена на рисунке...



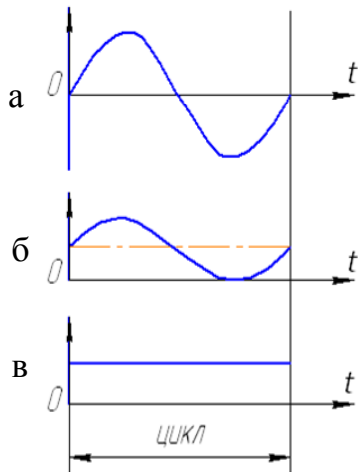
- 1 – 1;
- 2 – 2;
- 3 – 3;
- 4 – 4.

18. Размеры детали 1 в опасном сечении рассчитывают по формуле...



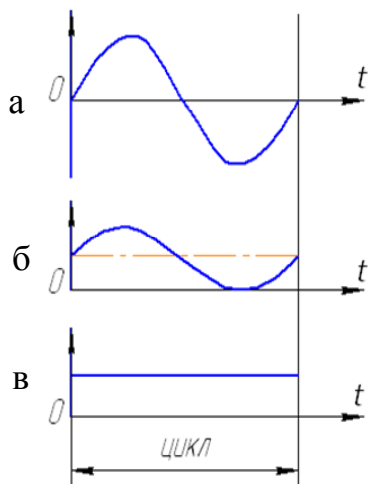
- 1 – $d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}}$;
- 2 – $d \geq \sqrt[3]{\frac{32T}{\pi[\tau]}}$;
- 3 – $d \geq \sqrt[4]{\frac{32T}{\pi[\tau]}}$;
- 4 – $d \geq \sqrt[3]{\frac{64T}{\pi[\tau]}}$.

19. Напряжения во вращающейся оси изменяются по закону...



- 1 – а;
- 2 – б;
- 3 – в.

20. Напряжения в невращающейся оси изменяются по закону...



- 1 – а;
- 2 – б;
- 3 – в.

21. При уменьшении длины вала запас прочности по изгибу...

- 1 – увеличивается;
- 2 – уменьшается;
- 3 – не изменяется.

22. При увеличении длины вала запас прочности по кручению...

- 1 – увеличивается;
- 2 – уменьшается;
- 3 – не изменяется.

23. Фактором, влияющим на жёсткость валов и осей, является...

- 1 – предел прочности;
- 2 – предел выносливости;
- 3 – модуль упругости.

24. Валы, передающие только вращающие моменты, называют...

- 1 – трансмиссионными;
- 2 – коленчатыми;
- 3 – торсионными.

25. Длинные составные валы называют...

- 1 – гибкими;
- 2 – трансмиссионными;
- 3 – коленчатыми.

26. Для передачи вращающего момента между агрегатами со смещенными в пространстве осями входного и выходного валов применяют валы...

- 1 – коленчатые;
- 2 – торсионные;
- 3 – гибкие.

27. Расчёт вала на прочность осуществляют в число этапов...

- 1 – в один этап;
- 2 – в два этапа;
- 3 – в три этапа;
- 4 – в четыре этапа.

28. Допускаемый прогиб вала в месте установки зубчатого колеса с модулем m равен...

- 1 – $(0,01...0,03)m$;
- 2 – $(0,03...0,05)m$;
- 3 – $(0,05...0,1)m$.

29. Угол закручивания вала равен...

- 1 – $\frac{180TlG}{\pi I_p}$;
- 2 – $\frac{180Tl}{\pi I_p G}$;
- 3 – $\frac{180Tl\pi}{GI_p}$.

30. Критическое число оборотов вала определяется по формуле...

$$1 - \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_{\text{cr}}}};$$

$$2 - 30\pi \sqrt{\frac{g}{y_{\text{cr}}}};$$

$$3 - 30\pi \sqrt{\frac{y_{\text{cr}}}{g}}.$$

31. У жестких валов число оборотов...

1 – больше критического;

2 – меньше критического;

3 – равно критическому.

32. У гибких валов число оборотов...

1 – равно критическому;

2 – больше критического;

3 – меньше критического;

33. Вращение валов является устойчивым при числе оборотов меньше критического на...

1 – 10%;

2 – 20% ;

3 – 30%.

34. Основной причиной выхода из строя валов редукторов является их поломка в результате...

1 – изгиба;

2 – усталостного разрушения;

3 – кручения.

35. Нагрузка, учитываемая при проектировочном расчете вала

...

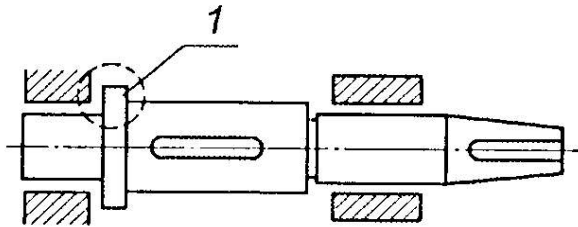
1 – изгибающий момент $M_{\text{и}}$;

2 – крутящий момент T ;

3 – эквивалентный момент $M_{\text{эkv}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + T^2}$;

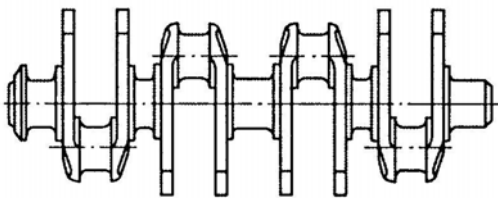
4 – суммарный момент $M_{\text{сум}} = M_{\text{и}} + T$.

36. Элемент детали, обозначенный на рисунке цифрой 1, называется ...



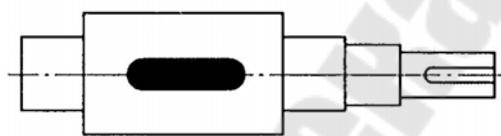
- 1 – буртик;
- 2 – шейка;
- 3 – галтель.

37. Вал, изображенный на рисунке, применяется в технике ...



- 1 – для передачи вращающего момента вдоль своей оси;
- 2 – для поддержания вращающихся деталей;
- 3 – для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное.

38. Элемент конструкции вала, выделенный цветом, используется ...



- 1 – для осевой фиксации колеса;
- 2 – для центрирования колеса на валу;
- 3 – для удобства сборки;
- 4 – для передачи вращательного момента от вала на колесо или наоборот.

39. Коэффициент K_d , входящий в формулу

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{k_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V}$$
 для определения общего коэффициента концентрации при изгибе, учитывает ...

- 1 – концентрацию напряжений;
- 2 – влияние шероховатости поверхности;

- 3 – влияние абсолютных размеров;
- 4 – влияние упрочнения.

40. Среднее σ_m и амплитудное σ_a напряжения при расчете коэффициента запаса прочности вала по напряжениям изгиба равны ...

1 – $\sigma_m = \sigma_a = \frac{M_{и}}{W_{и}}$;

2 – $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \frac{M_{и}}{2W_{и}}$;

3 – $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \frac{M_{и}}{W_{и}}$;

4 – $\sigma_a = 0$; $\sigma_m = \frac{M_{и}}{2W_{и}}$.

1.12. Опоры валов и осей

1. Только осевую нагрузку воспринимает ... подшипник

- 1 – шариковый радиальный однорядный;
- 2 – роликовый радиально-упорный;
- 3 – шариковый упорный;
- 4 – роликовый двухрядный радиальный сферический.

2. При частоте вращения меньше 1 мин^{-1} подшипники качения подбирают по...

- 1 – долговечности;
- 2 – износостойкости;
- 3 – статической грузоподъемности.

3. Грузоподъемность роликовых подшипников по сравнению с шариковыми подшипниками ...

- 1 – больше;
- 2 – меньше;
- 3 – одинакова.

4. При частоте вращения больше 1 мин^{-1} подшипники качения подбирают по...

- 1 – статической грузоподъемности;
- 2 – динамической грузоподъемности;
- 3 – износостойкости.

5. Нагрузка, при которой долговечность подшипника качения составляет 1000000 оборотов, называется...

- 1 – статической грузоподъемностью;
- 2 – динамической грузоподъемностью;
- 3 – эквивалентной нагрузкой.

6. Эквивалентная нагрузка для упорного подшипника качения определяется как...

- 1 – $(VXF_r + YF_a)K_6K_T$;
- 2 – $F_rK_6K_T$;
- 3 – $F_aK_6K_T$.

7. Радиальную и осевую нагрузки воспринимают подшипники...

- 1 – с короткими цилиндрическими роликами;
- 2 – конический однорядный;
- 3 – с игольчатыми роликами.

8. Достоинством подшипников качения является...

- 1 – неразъемность;
- 2 – малые радиальные габариты;
- 3 – небольшой пусковой момент трения.

9. Число классов точности подшипников качения...

- 1 – 5;
- 2 – 6;
- 3 – 9.

10. По спецзаказу выполняют подшипники с классом точности...

- 1 – 0;
- 2 – 2;
- 3 – 7.

11. Подшипники с витыми роликами рекомендуется применять при ... нагрузках.

- 1 – малых;
- 2 – ударных;
- 3 – больших.

12. Без внутреннего кольца выпускаются подшипники...

- 1 – роликовые;

- 2 – игольчатые;
- 3 – с витыми роликами.

13. Тип подшипника качения обозначается считая справа ... циф

- 1 – третьей;
- 2 – пятой;
- 3 – четвёртой.

14. Конструктивные особенности подшипников качения обозначаются, считая справа, ... цифрами

- 1 – 5 и 6;
- 2 – 3 и 7;
- 3 – 1 и 2.

15. Размерная серия подшипника по диаметру обозначается, считая справа, ... цифрой

- 1 – 4;
- 2 – 5;
- 3 – 3.

16. Размерная серия подшипника по ширине обозначается, считая справа, ... цифрой

17. Роликовый упорный подшипник обозначается цифрой...

- 1 – 4;
- 2 – 9;
- 3 – 7.

18. Радиально-упорный шариковый подшипник обозначается цифрой...

- 1 – 5;
- 2 – 6;
- 3 – 7.

19. Радиально-упорный роликовый подшипник обозначается цифрой...

- 1 – 4;
- 2 – 6;
- 3 – 7.

20. Радиальный однорядный роликовый с короткими цилиндрическими роликами подшипник обозначается цифрой...

1 – 3;

2 – 5;

3 – 7.

21. Радиальный двухрядный шариковый сферический подшипник обозначается цифрой...

1 – 3;

2 – 4;

3 – 1.

22. Радиальный двухрядный роликовый сферический подшипник обозначается цифрой...

1 – 3;

2 – 4;

3 – 1.

23. Радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами подшипник обозначается цифрой...

1 – 3;

2 – 4;

3 – 5.

24. Роликовый с витыми роликами подшипник обозначается цифрой...

1 – 3;

2 – 4;

3 – 5.

25. Если в конце обозначения подшипника качения стоят цифры 00, его внутренний диаметр равен...

1 – 10;

2 – 15;

3 – 9.

26. Если в конце обозначения подшипника качения стоят цифры 03, его внутренний диаметр равен...

1 – 17;

- 2 – 15;
- 3 – 30.

27. При внутреннем диаметре подшипника 45 мм двумя последними цифрами его обозначения являются...

- 1 – 90;
- 2 – 45;
- 3 – 09.

28. Подшипник качения 348 имеет внутренний диаметр...

- 1 – 96;
- 2 – 240;
- 3 – 48.

29. Первая цифра слева от обозначения подшипника, отделенная знаком тире, обозначает ...

- 1 – класс точности подшипника;
- 2 – ряд радиального зазора;
- 3 – ряд момента трения.

30. Подшипник класса точности 2 относится к категории ...

- 1 – А;
- 2 – В;
- 3 – С.

1.13. Муфты

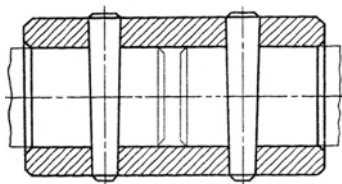
. Для соединения валов и для передачи вращающего момента между ними применяются...

- 1 – звёздочки;
- 2 – муфты;
- 3 – шестерни;
- 4 – подшипники.

2. Основными функцией муфт является ...

- 1 – соединение концов валов и передача крутящего момента;
- 2 – компенсирование погрешностей расположения валов;
- 3 – уменьшение динамических нагрузок;
- 4 – предохранение от перегрузок.

3. Изображенная муфта предназначена для ...



- 1 – соединения валов с радиальным смещением;
- 2 – соединения валов с осевым смещением;
- 3 – соединения жестких валов без смещения;
- 4 – соединения валов с угловым смещением.

4. В наибольшей степени исключает влияние перекосов осей соединяемых валов на работоспособность привода ... муфта

- 1 – втулочная;
- 2 – фланцевая;
- 3 – упругая втулочно-пальцевая ;
- 4 – обгонная.

5. Жесткие компенсирующие муфты служат для ...

- 1 – автоматического разъединения валов при опасных перегрузках;
- 2 – постоянного соединения строго соосных валов;
- 3 – компенсации неточности взаимного расположения соединяемых валов;
- 4 – соединения или разъединения валов при их вращении или в покое.

6. Упругие компенсирующие муфты служат для ...

- 1 – автоматического разъединения валов при опасных перегрузках;
- 2 – постоянного соединения строго соосных валов;
- 3 – соединения или разъединения валов при их вращении или в покое;
- 4 – компенсации неточности взаимного расположения соединяемых валов и демпфирования колебаний.

7. Стандартные и нормализованные муфты подбирают по ...

- 1 – номинальному моменту и частоте вращения вала;
- 2 – расчетному моменту и диаметрам концов валов;
- 3 – номинальному моменту;
- 4 – расчетному моменту.

8. Для соединения валов, оси которых расположены под углом друг к другу более 3° , следует использовать ... муфту

- 1 – шарнирную;
- 2 – упругую втулочно-пальцевую;
- 3 – зубчатую компенсирующую;
- 4 – дисковую фрикционную.

9. Для соединения быстроходных валов, подвергающихся динамическим нагрузкам, следует применять... муфту

- 1 – сцепную управляемую;
- 2 – предохранительную;
- 3 – жесткую компенсирующую;
- 4 – упругую компенсирующую.

10. К глухой муфте относится ... муфта

- 1 – зубчатая;
- 2 – фрикционная;
- 3 – втулочная;
- 4 – упругая втулочно-пальцевая.

11. К упругой муфте относится ... муфта

- 1 – зубчатая;
- 2 – фрикционная;
- 3 – втулочная;
- 4 – упругая втулочно-пальцевая.

12. Управляемые муфты предназначены для...

- 1 – соединения или разъединения валов при их вращении или в покое;
- 2 – автоматического разъединения валов при опасных перегрузках;
- 3 – смягчения динамических нагрузок, компенсации неточности взаимного расположения соединяемых валов;
- 4 – передачи вращения только в одном направлении.

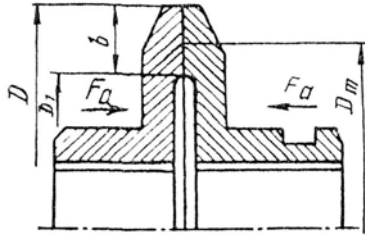
13. Управляемые муфты по конструкции разделяют на...

- 1 – кулачковые, зубчатые, фрикционные;
- 2 – цепные, втулочные, кулачковые;
- 3 – фланцевые, предохранительные, центробежные.

14. Из управляемых муфт плавное соединение валов обеспечивают... муфты

- 1 – кулачковые;
- 2 – зубчатые;
- 3 – фрикционные.

15. Изображенная на рисунке муфта относится к ... муфтам

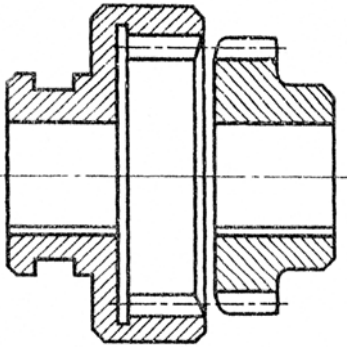


- 1 – фрикционным;
- 2 – кулачковым;
- 3 – зубчатым.

16. С увеличением количества дисков трения в фрикционных муфтах при прочих равных условиях передаваемый момент...

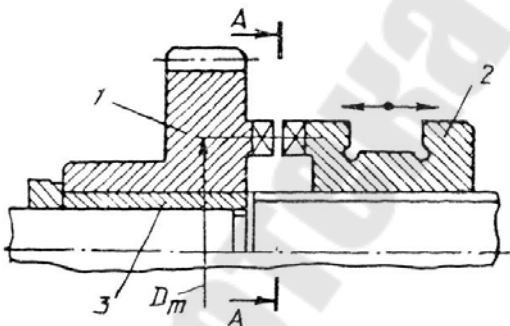
- 1 – не изменяется;
- 2 – увеличивается;
- 3 – уменьшается.

17. Изображенная на рисунке муфта относится к ... муфтам



- 1 – сцепным фрикционным;
- 2 – сцепным зубчатым;
- 3 – сцепным кулачковым.

18. Изображенная на рисунке муфта относится к ... муфтам



- 1 – сцепным фрикционным;
- 2 – сцепным зубчатым;
- 3 – сцепным кулачковым.

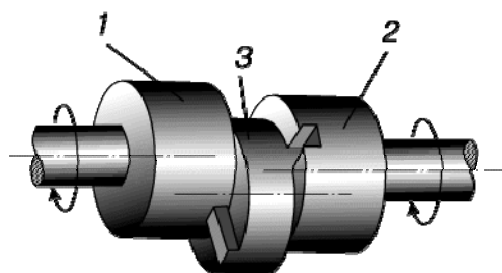
19. В кулачковой муфте расчет кулачков производят по напряжениям...

- 1 – смятия и изгиба;
- 2 – смятия и растяжения;
- 3 – сжатия и изгиба.

20. Наименьшей нагрузочной способностью при одинаковых габаритах обладают... муфты

- 1 – сцепные кулачковые;
- 2 – фрикционные однодисковые;
- 3 – сцепные зубчатые.

21. Муфта, изображенная на рисунке, относится к ... муфтам

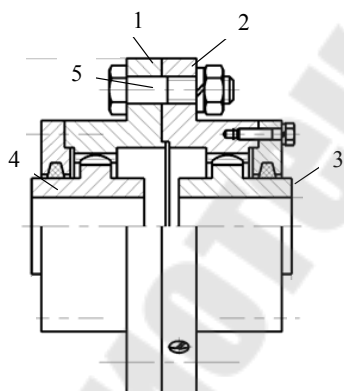


- 1 – глухим;
- 2 – компенсирующим;
- 3 – упругим.

22. Кулачково-дисковая муфта рассчитывается по напряжениям...

- 1 – среза;
- 2 – смятия;
- 3 – изгиба.

23. Муфта, изображенная на рисунке, относится к ... муфтам



- 1 – глухим;
- 2 – компенсирующим;
- 3 – упругим.

24. Зубчатую муфту рассчитывают по условию...

- 1 – жёсткости;
- 2 – износостойкости;
- 3 – прочности.

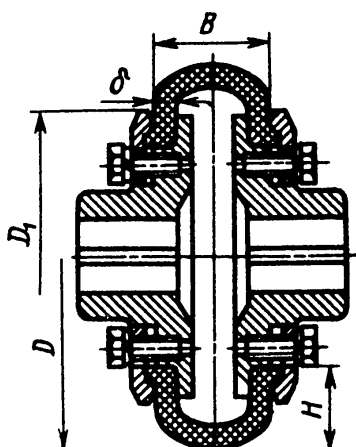
25. Упругие элементы упругой втулочно-пальцевой муфты рассчитывают по напряжениям...

- 1 – сжатия;
- 2 – среза;
- 3 – смятия.

26. Пальцы муфты упругой втулочно-пальцевой рассчитывают по напряжениям ...

- 1 – изгиба;
- 2 – смятия;
- 3 – среза.

27. Муфта, изображенная на рисунке, относится к ... муфтам

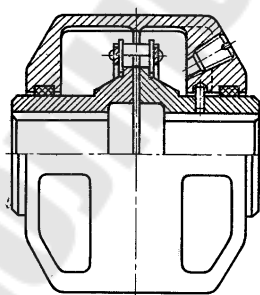


- 1 – глухим;
- 2 – компенсирующим;
- 3 – упругим.

28. Муфту с торовой оболочкой рассчитывают по напряжениям...

- 1 – смятия;
- 2 – среза;
- 3 – изгиба.

29. Муфта, изображенная на рисунке, относится к ... муфтам



- 1 – глухим;
- 2 – компенсирующим;
- 3 – упругим.

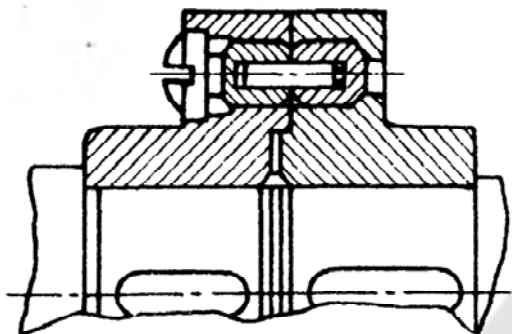
30. Цепную муфту рассчитывают по ...

- 1 – прочности зубьев цепи;
- 2 – коэффициенту запаса прочности цепи;
- 3 – износостойкости.

31. Рабочая высота зуба зубчатой муфты равна ...

- 1 – $1,5m$;
- 2 – $1,8m$;
- 3 – $2m$.

32. Муфта, изображенная на рисунке, относится к ... муфтам

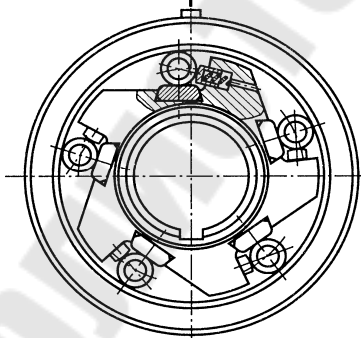


- 1 – предохранительным;
- 2 – компенсирующим;
- 3 – упругим.

33. Предохранительные муфты используют для ...

- 1 – включения исполнительного механизма;
- 2 – защиты машины от перегрузки;
- 3 – передачи вращения только в одном направлении;
- 4 – компенсации вредного влияния несоосности валов.

34. Муфта, изображенная на рисунке, относится к ... муфтам



- 1 – предохранительным;
- 2 – обгонным;
- 3 – упругим.

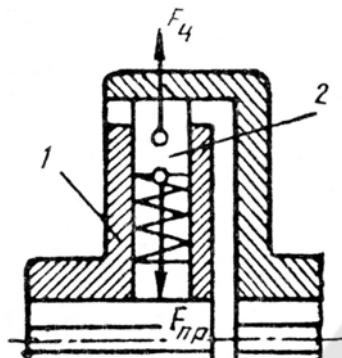
35. Муфта, обеспечивающая передачу момента в одном направлении и свободное относительное вращение в противоположном, называется ...

- 1 – обгонной;
- 2 – предохранительной;
- 3 – центробежной.

36. Муфты, используемые для автоматического соединения и разъединения валов при определенных частотах вращения, называют ...

- 1 – обгонной;
- 2 – предохранительной;
- 3 – центробежной.

37. Муфта, изображенная на рисунке, относится к ... муфтам



- 1 – предохранительным;
- 2 – обгонным;
- 3 – центробежным.

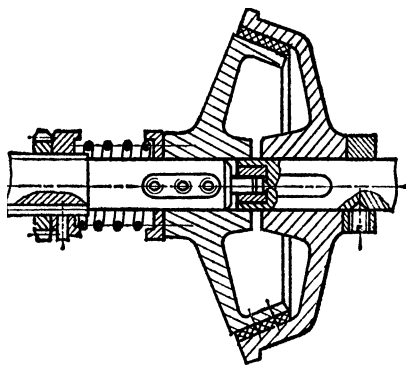
38. Упругая втулочно-пальцевая муфта допускает угловое смещение соединяемых валов относительно друг друга в пределах...

- 1 – 1° ;
- 2 – 2° ;
- 3 – 3° .

39. Муфта с торовой оболочкой допускает угловое смещение соединяемых валов относительно друг друга в пределах ... градуса

- 1 – 2° ;
- 2 – 3° ;
- 3 – 4° .

40. Угол наклона поверхности трения конусной фрикционной муфты, приведенной на рисунке, к её оси должен быть, исходя из условия не заклинивания, не меньше ...



- 1 – 10^0 ;
- 2 – 15^0 ;
- 3 – 20^0 .

1.14. Метрология и технические измерения

1. Посадка это ...

1. – распределение полей допусков размера относительно линии нулевых отклонений;
2. – вид соединения деталей, характеризуемый величиной зазоров или натягов;
3. – неподвижное соединение деталей;
4. – соединение деталей, допускающее их относительное перемещение.

2. Номинальным размером детали называется ...

1. – размер, значение которого получено в результате измерения;
2. – размер, полученный в результате изготовления детали;
3. – размер, полученный исходя из расчета детали на прочность.

3. Действительным размером детали называется ...

1. – размер, значение которого получено в результате измерения;
2. – размер, полученный в результате изготовления детали;
3. – размер, полученный исходя из расчета детали на прочность.

4. Истинным размером детали называется ...

1. – размер, значение которого получено в результате измерения;
2. – размер, полученный в результате изготовления детали;
3. – размер, полученный исходя из расчета детали на прочность.

5. Допуск размера ...

1. – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами;
2. – это разность между предельным и номинальным размерами;
3. – это разность между предельным и действительным размерами.

6. Сопряжение вала с отверстием называется посадкой с зазором если ...

1. – действительный размер вала всегда меньше действительного размера отверстия;
2. – номинальный размер вала будет меньше номинального размера отверстия;
3. – действительный размер вала всегда больше действительного размера отверстия.

7. Сопряжение вала с отверстием называется посадкой с натягом если ...

1. – действительный размер вала всегда меньше действительного размера отверстия;
2. – номинальный размер вала будет меньше номинального размера отверстия;
3. – действительный размер вала всегда больше действительного размера отверстия.

8. Величина допуска размера зависит от ...

1. – величины номинального размера детали;
2. – номера качества;
3. – величины номинального размера детали и номера качества.

9. $\varnothing 20 \frac{H7}{s6}$ – это обозначение посадки

1. – с зазором;
2. – с натягом;
3. – переходная.

10. В единой системе допусков и посадок установлено ... качества.

1. – 15;
2. – 17;
3. – 19.

2. Ответы по тестовым заданиям

Ответы по кулачковые механизмы

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	4	3	2	4	2	1	2	2	1

Ответы по рычажным механизмам

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	2	1	4	3	4	3	3	2	2
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	1	4	3	1	2	1	2	4	4	1
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	2	3	4	3	4	3	3	4	3	2

Ответы по зубчатым механизмам

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	3	2	3	1	3	4	1	2	3
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	2	4	1	2	4	3	3	4	3	1
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	2	1	1	2	2	2	1	1	2	3
№ задания	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Ответ	1	2	4	2	4	3	2	3	3	3

Ответы по материалы и допускаемые напряжения зубчатых колес

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	2	3	3	1	2	2	2	1	3

Ответы по цилиндрическим зубчатым передачам

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	3	2	1	3	2	2	3	3	2
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	1	4	3	2	2	2	4	1	2	1

Ответы по коническим зубчатым передачам

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	3	2	2	2	1	1	3	1	1

Ответы по червячной передаче

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	4	1	3	2	1	2	2	2	1
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	3	3	1	2	2	3	1	2	3	4
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	1	1	4	1	1	2	2	3	2	

Ответы на ременные передачи

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	4	2	1	3	4	3	3	1	1	2
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	1	3	1	2	3	2	3	3	1	3
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	1	2	2	3	3	2	1	1	4	3

Ответы на цепные передачи

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	1	3	4	3	1	2	1	2	2	1
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	1	2	3	2	3	2	2	2	1	3
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	3	1	2	2	1	3	1	2	2	1

Ответы на фрикционные передачи

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	3	2	3	2	3	1	3	2	1
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	1	3	2	1	2	3	1	2	1	2
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	2	3	3	3	5	1	2	2	3	2

Ответы на валы и оси

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	1	1	1	2	3	4	4	3	2	1
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20

Ответ	2	2	4	3	1	1	3	2	1	3
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	1	2	3	3	2	3	3	1	2	1
№ задания	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Ответ	2	2	3	2	2	1	3	4	3	2

Ответы подшипники

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	3	3	1	2	2	3	2	3	3	3
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	2	2	3	1	3	2	2	2	3	1
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	3	1	2	3	1	1	3	2	1	1

Ответы на муфты

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	2	1	3	3	3	4	2	1	4	3
№ задания	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Ответ	4	1	1	3	1	2	2	3	1	2
№ задания	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ответ	2	2	2	3	3	1	3	2	2	3
№ задания	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
Ответ	2	1	2	2	1	3	3	1	3	2

Ответы по метрологии

№ задания	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ответ	2	3	1	2	1	1	3	3	2	3

Оглавление	Стр.
Введение	3
1. Тестовые задания по разделам	
1.1. Рычажные механизмы	
1.2. Кулачковые механизмы	
1.3. Зубчатые механизмы	
1.4. Материалы и допускаемые напряжения зубчатых колес	
1.5. Цилиндрическая зубчатая передача	
1.6. Коническая зубчатая передача	
1.7. Червячные передачи	
1.8. Ременные передачи	
1.9. Цепные передачи	
1.10. Фрикционные передачи и вариаторы	
1.11. Валы и оси	
1.12. Опоры валов и осей	
1.13. Муфты	
1.14. Метрология и технические измерения	
2. Ответы по тестовым заданиям	

Тариков Георгий Петрович
Бельский Алексей Тимофеевич
Шевченко Александр Витальевич

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

Практикум
по выполнению тестовых заданий
для студентов специальности
1-27 01 01 «Экономика и организация производства»
дневной и заочной форм обучения

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 03.06.14.

Рег. № 64Е.

<http://www.gstu.by>